



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

## PROYECTO FIN DE CARRERA

# Análisis a fatiga del chasis de la motocicleta MotoStudent debido a las fuerzas del motor

Autor: Ana Gómez Pérez

Tutor: Mauricio Alba

Director: Juan Carlos García Prada

Leganés, julio de 2011.



Título: Análisis a fatiga del chasis de la motocicleta MotoStudent debido a las fuerzas del motor

Autor: Ana Gómez Pérez

Director: Juan Carlos García Prada

## EL TRIBUNAL

Presidente: \_\_\_\_\_

Vocal: \_\_\_\_\_

Secretario: \_\_\_\_\_

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día \_\_ de \_\_\_\_\_ de 20\_\_ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

# Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a mi familia, en especial a mis padres, por todo el apoyo y todos los ánimos que me han dado cada vez que me han visto flaquear.

Agradezco también a mis amigos y a mis compañeros de la universidad, por poder contar con ellos cada vez que me ha sido necesario, por apoyarme y por quererme. A Raquel, Carol, Laura, Sergio, y muchos otros que dejo sin nombrar. Y, en especial, a Carlos.

Por último, sin ser menos importante, agradezco a Mauricio y a Juan Carlos, la gran oportunidad que me han dado para realizar el proyecto y por prestarme toda su atención cada vez que lo he necesitado.

Con todo mi cariño.

Gracias.



# Resumen

El objetivo del proyecto es predecir la resistencia a fatiga del chasis de la motocicleta MotoStudent debida a las fuerzas provocadas por el funcionamiento del motor. La motocicleta ha sido creada en la Universidad Carlos III de Madrid para presentarla al concurso MotoStudent.

Para conseguir este propósito, ha sido necesario realizar otros estudios anteriores. El primer reto planteado para la resolución del trabajo, es la familiarización con un nuevo software de modelado y análisis de elementos finitos incorporado recientemente en la universidad, llamado ProEngineer Wildfire 5.0. Dicho software permite realizar modelados de piezas, ensamblajes de conjuntos, simulaciones con motores, simulaciones con fuerzas y otros diversos análisis.

En primer lugar, se han modelado las piezas correspondientes a la parte alternativa del motor. Para ello, se ha partido de planos correctamente acotados. Una vez modeladas las piezas, se ha procedido a su ensamblaje. Para realizar el ensamblaje, ha sido necesario tener en cuenta la posibilidad de reproducir el movimiento alternativo característico de un motor de combustión interna.

En segundo lugar, una vez se ha realizado correctamente el ensamblaje de las piezas, se ha procedido a calcular las fuerzas provocadas por el motor. Debido a que se trata de un motor de combustión interna, ha sido necesario crear una curva de presión correspondiente a la explosión del combustible en el interior del cilindro. Para ello, se ha introducido una tabla con los valores de presión en función de los grados del cigüeñal. Además, ha sido necesaria la definición de condiciones iniciales, coeficientes de rozamiento entre las distintas partes del motor y sus propiedades de masa. Con esto, se ha simulado el movimiento del motor, obteniendo el valor de las fuerzas sobre el cigüeñal.

A continuación, se ha procedido al estudio del chasis de la motocicleta. Para ello, se han localizado los puntos sobre los que está apoyado el motor; puntos sobre los cuales actúan las fuerzas anteriormente calculadas. Se han definido, por otro lado, las restricciones de la misma, teniendo en cuenta la posición del chasis en su montaje final.

Por último, se han determinado dos tipos de análisis; uno estático y otro a fatiga. Como primer paso, en el análisis estático se ha calculado la resistencia del motor tal y como si la carga fuera estacionaria. A partir de los datos de resistencia estáticos, se ha procedido a realizar el cálculo a fatiga.

Los resultados obtenidos han sido satisfactorios, ya que, tomando como vida infinita un valor de un millón de ciclos, se ha obtenido un coeficiente de seguridad de valor 2. En los resultados, se ha podido observar, además, los esfuerzos a los que se encuentran sometidas las distintas zonas del chasis, observándose las mayores tensiones en las soldaduras.

**Palabras clave:** motocicleta, dos tiempos, MotoStudent, chasis, fatiga, ProEngineer.

# Abstract

The main focus for this Project is to predict fatigue strength of MotoStudent motorcycle chassis due to forces caused by the engine motion. The motorcycle has been created in Carlos III University of Madrid in order to enter to MotoStudent competition.

To achieve this purpose, it has been necessary to carry out previous studies. The first gap to resolve is to familiarize oneself with a new design and finite elements analysis software, recently incorporate to the university, called ProEngineer Wildfire 5.0. This software allows you to carry out part modeling, assemblies, engine and force simulations and very different analysis.

In the first place, parts from the alternative part from the engine have been modeled. To do it, we have their planes correctly delimited. Once the parts are modeled, the assembly has been created. To do it, it has been necessary to have into account the possibility of reproducing the alternative movement that characterizes the internal combustion engines.

In the second place, once assembly has been created correctly, we have calculated forces caused by the engine. Due to the engine is an internal combustion engine, it has been necessary to create a pressure curve, which shows the pressure inside the cylinder. To do it, a table relating pressure and crank angle, has been introduced in ProEngineer. Moreover, it has been defined initial conditions, friction coefficients between engine parts with relative movement, and mass properties. Finally, we have obtained forces acting over the crankshaft.

Following, it has been carried out the study of motorcycle chassis. For it, we have located points where engine leans on, points on which forces previously calculated act and we have defined constraints.

Finally, we have carried out two different analysis; a static and a fatigue one. In the static analysis it has been calculated engine strength to a stable load. Based on static results, fatigue analysis has been carried out.

The results obtained have been successful, since taking into account an infinite life as one million cycles, we have reached a safety factor of 2. Moreover, ProEngineer let us to observe different parts strain, noticing the highest strains on welds.

**Keywords:** motorcycle, two-stroke, MotoStudent, chassis, fatigue, ProEngineer.



# Índice general

<b>1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS DEL PROYECTO .....</b>	<b>5</b>
<b>2. MODELADO DE LA PARTE ALTERNATIVA DEL MOTOR DE LA MOTO STUDENT .....</b>	<b>7</b>
2.1. Motores de dos tiempos .....	8
2.1.1. Componentes .....	8
2.1.2. Funcionamiento .....	9
2.1.3. Sistema de lubricación .....	10
2.2. Equilibrado .....	12
2.3. Software empleado .....	14
2.4. Modelado en ProEngineer .....	15
2.4.1. Modelado de las piezas .....	15
2.4.2. Ensamblaje .....	22
<b>3. ANÁLISIS DEL MOTOR EN EL MÓDULO MECANISMOS .....</b>	<b>31</b>
3.1. Condiciones iniciales .....	32
3.2. Fuerza de presión en el interior del cilindro .....	32
3.3. Coeficientes de rozamiento .....	38
3.4. Propiedades de material .....	39
3.5. Resultados obtenidos .....	40
3.5.1. Definición de los parámetros de la simulación .....	40
3.5.2. Velocidad del eje .....	41
3.5.3. Velocidad del pistón .....	41
3.5.4. Reacciones .....	43
<b>4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DEL CHASIS .....</b>	<b>46</b>
4.1. Chasis. Chasis multitubular .....	47
4.1.1. Resistencia .....	47
4.1.2. Rigidez .....	47
4.2. Análisis estático y dinámico .....	49
4.2.1. Fallas resultantes por carga estática .....	49
4.2.2. Fallas resultantes por carga dinámica .....	50
4.3. Análisis del chasis de la MotoStudent en el módulo <i>Mechanica</i> .....	51
4.3.1. Análisis estático .....	59
4.3.2. Análisis a fatiga .....	61
<b>5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS .....</b>	<b>64</b>
5.1. Conclusiones .....	65
5.2. Trabajos futuros .....	66
<b>6. PRESUPUESTO .....</b>	<b>67</b>
<b>7. REFERENCIAS .....</b>	<b>69</b>
<b>ANEXO 1 FICHA TÉCNICA DE LA MOTOCICLETA .....</b>	<b>72</b>
<b>ANEXO 2 PLANOS .....</b>	<b>737</b>

# Índice de figuras

Figura 1: Proceso en un motor de dos tiempos [1].....	8
Figura 2: Despiece motor monocilíndrico [2].....	9
Figura 3: Funcionamiento motor de dos tiempos [3].....	10
Figura 4: Lubricación perfecta (a), mixta (b) y límite (c) [4] .....	11
Figura 5: Película de lubricante [5].....	12
Figura 6: Volante de inercia en Motostudent.....	13
Figura 7: Inicio de sesión ProEngineer .....	14
Figura 8: Selección tipo de archivo.....	16
Figura 9: Ventana de trabajo .....	16
Figura 10: Vistas de la pieza “semicigüeñal embrague”.....	16
Figura 11: Elección del sentido plano de trabajo .....	17
Figura 12: Perfil de la sección.....	17
Figura 13: Creación del nuevo plano de referencia .....	18
Figura 14: Diseño de la sección .....	18
Figura 15: Extrusión de la sección .....	18
Figura 16: Creación de los vaciados .....	19
Figura 17: Posicionamiento del taladro .....	19
Figura 18: Creación de taladro por simetría.....	20
Figura 19: Chaflán.....	20
Figura 20: Redondeo .....	21
Figura 21: Vistas de la pieza “semicigüeñal encendido” .....	21
Figura 22: Vistas de la biela.....	22
Figura 23: Vista del conjunto del cigüeñal .....	22
Figura 24: Ensamblaje semicigüeñal .....	23
Figura 25: <i>Alineación de ejes</i> .....	23
Figura 26: Restricciones bulón.....	24
Figura 27: Restricciones pistón.....	24
Figura 28: Alineación de ejes.....	25
Figura 29: Alineación de superficies.....	26
Figura 30: Árbol conjunto final.....	26
Figura 31: Ensamblaje de las juntas.....	27
Figura 32: Alineación de ejes cigüeñal y junta .....	27
Figura 33: Restricción traslación cigüeñal y junta.....	28
Figura 34: Unión biela y cigüeñal.....	28
Figura 35: Conjunto ensamblado .....	29
Figura 36: Bloque motor GasGas.....	29
Figura 37: Posición inicial simulación.....	32
Figura 38: Fases de la combustión [1] .....	35
Figura 39: Fases de la combustión Motostudent.....	36
Figura 40: Definición de la fuerza sobre el pistón .....	38
Figura 41: Conexiones con rozamiento del modelo.....	38
Figura 42: Definición material .....	40
Figura 43: Velocidad del eje .....	41
Figura 44: Velocidad del pistón .....	42
Figura 45: Detalle velocidad del pistón .....	43
Figura 46: Fuerzas en dirección x y z .....	43

Figura 47: $R_z$ en el apoyo 1 .....	44
Figura 48: $R_z$ en el apoyo 2 .....	44
Figura 49: $R_x$ en el apoyo 1 .....	45
Figura 50: $R_x$ en el apoyo 2 .....	45
Figura 51: Concepto de resistencia y rigidez [8] .....	48
Figura 52: Chasis MotoStudent.....	48
Figura 53: Diagrama tensión-deformación [5].....	49
Figura 54: Falla en un eje [10] .....	51
Figura 55: Conversión a formato sólido (*.igs) .....	52
Figura 56: Determinación de $q$ [11] .....	53
Figura 57: Determinación de $K_t$ [11] .....	53
Figura 58: Definición propiedades del material.....	54
Figura 59: Ensamblaje motocicleta .....	54
Figura 60: Restricciones en chasis .....	55
Figura 61: Definición de restricciones .....	55
Figura 62: Sistema de coordenadas del chasis .....	56
Figura 63: Definición de fuerzas .....	56
Figura 64: Ángulo eje cilindro-apoyo en chasis .....	57
Figura 65: Ángulo ejes chasis-y .....	57
Figura 66: Ejes de coordenadas chasis.....	57
Figura 67: Ángulo $\theta$ .....	58
Figura 68: Definición análisis estático .....	59
Figura 69: Resultados análisis estático .....	60
Figura 70: Gráfico de tensiones .....	60
Figura 71: Detalles soldaduras .....	61
Figura 72: Gráfico de desplazamientos .....	61
Figura 73: Gráfico de vida .....	62
Figura 74: Detalle soldaduras.....	62
Figura 75: Factor de seguridad.....	63

# Índice de tablas

Tabla 1: Características motor GASGAS 125 cc .....	30
Tabla 2: Valores de fuerza y presión en el interior del cilindro .....	36
Tabla 3: Propiedades de masa componentes del motor .....	40
Tabla 4: Fuerzas introducidas en <i>Mechanica</i> .....	58

# **1. Introducción y objetivos del proyecto**



El principal objetivo del presente proyecto es determinar el comportamiento dinámico del chasis de la motocicleta MotoStudent debido a los movimientos producidos por el motor en su movimiento alternativo. Es importante conocer la vida del chasis de una motocicleta de modo que se pueda prever en qué momento se va a producir la fractura ya que esto podría conllevar graves problemas. Esto es debido al carácter repentino de las fallas por fatiga a diferencia de los fallos debidos a cargas estáticas, en los cuales, es posible observar la deformación plástica anterior a la fractura. Por otro lado, uno de los principales motivos de los fallos por fatiga de chasis de motocicletas es el movimiento rotativo del cigüeñal debido a la explosión del motor de combustión interna.

Una vez definido el principal objetivo, se plantean distintas cuestiones que son necesarias resolver de modo que sea posible alcanzar el objetivo final. En primer lugar, se poseen los planos de las piezas del motor de la motocicleta, las cuales han de ser modeladas mediante un programa de CAD. Una vez modeladas las piezas, será necesario ensamblarlas de modo que se consiga reproducir el movimiento alternativo característico de los motores. Por otro lado, se hace necesario hallar las fuerzas que sufre el cigüeñal del motor, previa introducción de la curva de presión del mismo. Estas fuerzas mencionadas, son las necesarias para el estudio del análisis estático y dinámico del chasis.

Para lograr los objetivos mencionados, la herramienta con la que contamos es un software de CAD, llamado *Pro/Engineer 5.0*, el cual nos permitirá modelar la parte alternativa del motor, simular las fuerzas a las que se ve sometido, mediante el módulo *Mecanismos* del programa, y posteriormente, obtener la resistencia a fatiga del chasis por medio del módulo *Mechanica*.

Por último, definir los capítulos en los que se estructura el proyecto:

El primer capítulo, es el correspondiente al modelado de las piezas del motor con la herramienta y su posterior análisis en el módulo *Mecanismos*. Se definirán las condiciones necesarias para su correcta simulación, tales como los materiales de las piezas, la curva de presión del motor, el rozamiento entre las piezas con movimiento relativo entre ellas, etc. El capítulo culmina con la obtención de las fuerzas soportadas por el cigüeñal.

El segundo capítulo, es el correspondiente al análisis del chasis de la motocicleta mediante el módulo *Mechanica*. En el citado capítulo, se definirán las condiciones de carga a las que se ve sometido el chasis y culminará con los resultados obtenidos del análisis de fatiga, gracias a los cuales será posible estimar la vida a fatiga del mismo.

## **2. Modelado de la parte alternativa del motor de laMotoStudent**

## 2.1. Motores de dos tiempos

### 2.1.1. Componentes

El motor es la fuente de potencia que hace que un vehículo se mueva. Permite obtener energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en un fluido a causa de un proceso de combustión. En un motor de combustión interna, el estado térmico se genera en el propio fluido motor, por tanto, el combustible se quema en la cámara de combustión, lo cual produce una alta presión en el interior del cilindro. Esta alta presión, provoca el empuje del pistón produciéndose el movimiento de giro del eje, que a su vez transmite el movimiento a las ruedas.

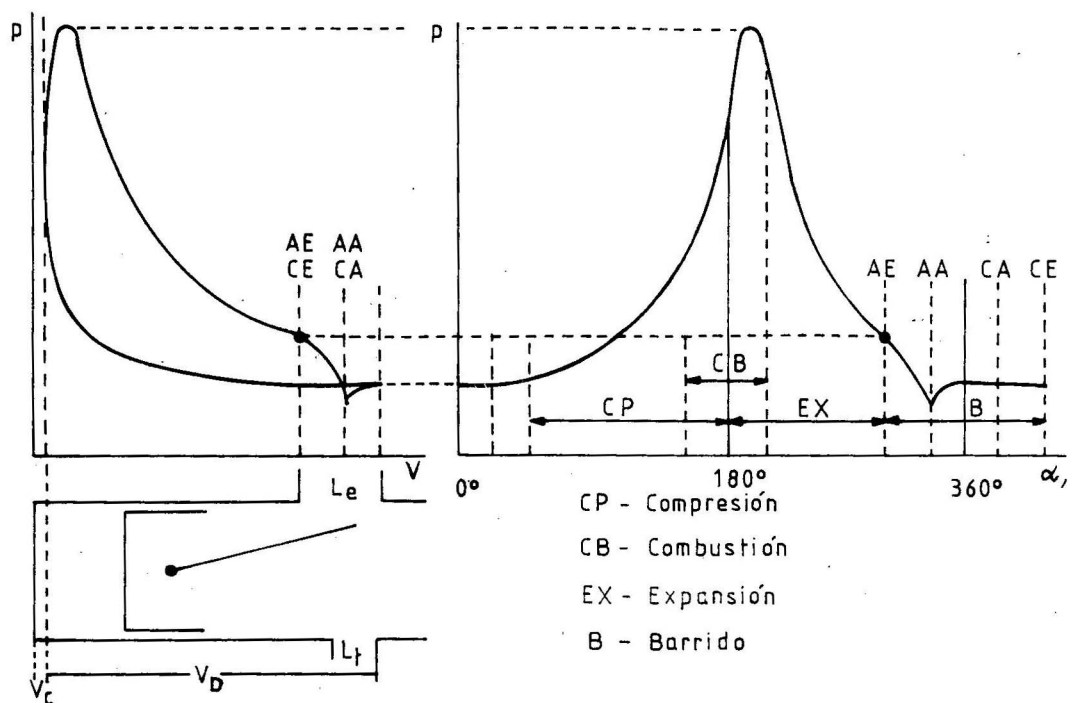


Figura 1: Proceso en un motor de dos tiempos [1]

El cilindro consiste en una bolsa cilíndrica de aire, que está cerrada por un extremo y abierta por otro. En su interior desliza el pistón. En la parte superior del pistón, existen unas ranuras donde se alojan los segmentos o aros, cuya función principal es la de minimizar las fugas de aire entre pistón y cilindro. De este modo, cuando el pistón asciende, el aire atrapado en el cilindro es comprimido en la parte alta del mismo.

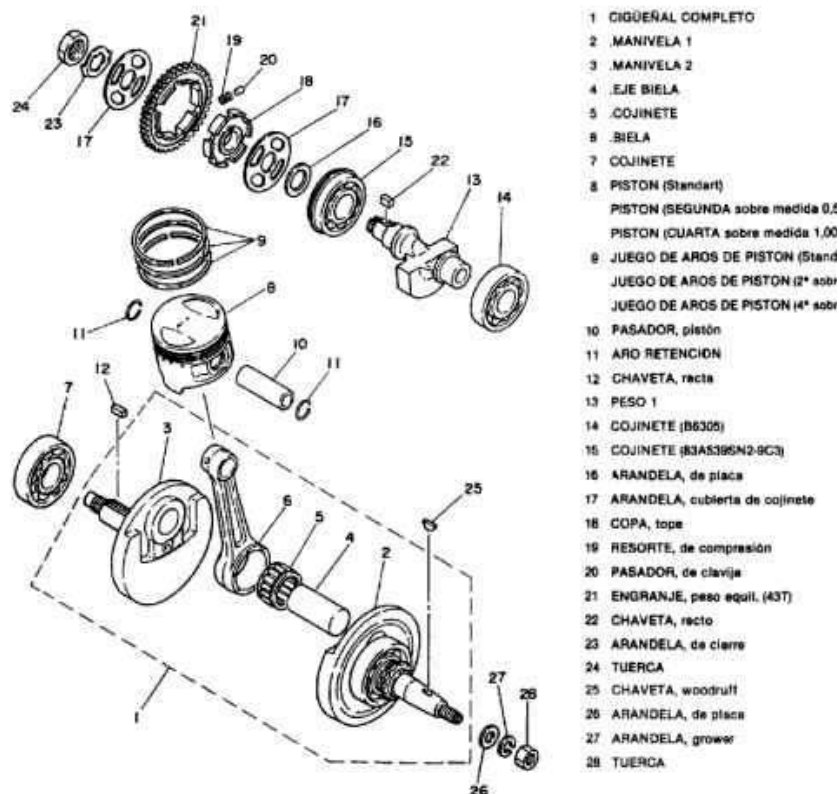


Figura 2: Despiece motor monocilíndrico [2]

El movimiento ascendente y descendente del pistón se denomina movimiento alternativo. Este movimiento se realiza en línea recta, por lo tanto, debe ser transformado en un movimiento rotativo para poder transmitirlo a las ruedas y hacerlas girar. El mecanismo capaz de realizar esta conversión de movimiento es el denominado mecanismo *biela-manivela*. El efecto de la manivela lo realizan las partes acodadas del cigüeñal, las cuales describen un círculo cuando gira el eje. La biela une la muñequilla del cigüeñal con el pistón mediante el bulón.

El motor de la Motostudent, es un motor monocilíndrico de dos tiempos. Un motor de dos tiempos realiza un ciclo completo de combustión en dos carreras del pistón. Esto hace que sea más potente que un motor de cuatro tiempos de la misma cilindrada, aunque tiene otros inconvenientes, por ejemplo, provocar una mayor contaminación, ya que el aceite utilizado para la lubricación penetra junto con la mezcla y transmite mayores vibraciones al chasis.

### 2.1.2. Funcionamiento

Como se ha explicado anteriormente, un motor de 2T realiza el proceso de combustión en dos carreras del pistón, es decir, en una sola vuelta del cigüeñal. Cuando

el pistón se encuentra el PMS, se ha comprimido la mezcla de aire y combustible al mismo tiempo que entra una nueva mezcla de aire y combustible al cárter por medio de la lumbrera de admisión. En ese momento se produce una chispa en la bujía, provocando la detonación del combustible, que provoca el empuje del pistón hacia el PMI. Durante el descenso del pistón (expansión), se abre la lumbrera de escape, para permitir la salida de los gases de escape de la combustión y la lumbrera de transferencia, para permitir la entrada de la mezcla de aire y combustible que se encuentra en el cárter. Esta es la única etapa en la que se produce energía. Una vez que el pistón está en el PMI, comienza a ascender de nuevo, precomprimiendo la mezcla mientras salen los gases de escape hasta que llega al PMS y se inicia de nuevo el ciclo.

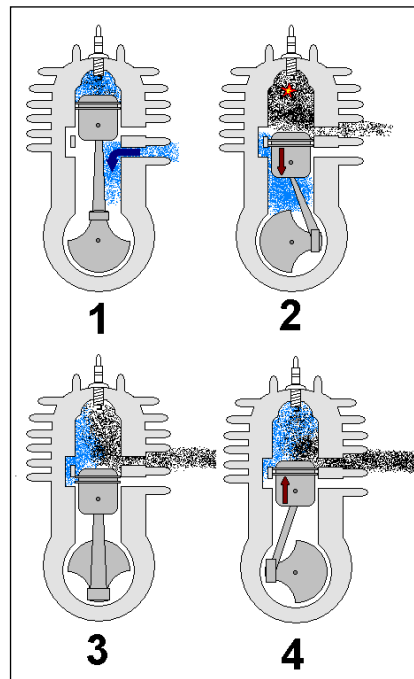


Figura 3: Funcionamiento motor de dos tiempos [3]

### 2.1.3. Sistema de lubricación

El objetivo de la lubricación consiste en reducir la fricción, el desgaste y el calentamiento de elementos de máquinas que se mueven en mutua relación. Por lo tanto, un lubricante es una sustancia que, intercalada entre dos superficies con movimiento relativo entre ellas, permite estos propósitos. El cigüeñal y los cojinetes de las bielas de un motor deben operar a altas temperaturas y bajo condiciones de cargas variables.

Existen tres formas de lubricación:

- Perfecta
- Mixta

- Límite o seca

En la lubricación perfecta las superficies que soportan la carga se encuentran separadas por una película gruesa de lubricante, por lo tanto, la carga está soportada en mayor proporción por el lubricante.

En la lubricación mixta la película de lubricante es menor, de manera que en algunas zonas existe contacto sólido-sólido. La carga está soportada parte por el lubricante y parte por las superficies sólidas.

En la lubricación límite o seca, la película de lubricante es insuficiente, de modo que la carga está soportada en mayor proporción por el contacto sólido-sólido.

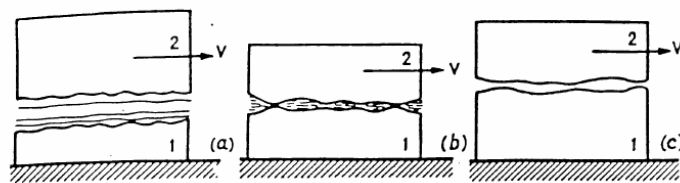


Figura 4: Lubricación perfecta (a), mixta (b) y límite (c) [4]

En la Figura 5 se observa la placa A que se mueve con una velocidad  $U$  en una película de lubricante de espesor  $h$ . Se supone que la película está compuesta por una serie de capas horizontales y la fuerza  $F$  causa que estas capas se deformen o se deslicen una sobre otra. Las capas en contacto con la placa A asumen una velocidad  $U$ , mientras que las que están en contacto con la superficie estacionaria toman una velocidad igual a cero. Las velocidades de las capas intermedias dependen de sus distancias respecto de la superficie estacionaria. El efecto viscoso de Newton estipula que el esfuerzo cortante en el fluido es proporcional a la rapidez de cambio de la velocidad con respecto a la distancia de cada capa a la superficie estacionaria  $y$ . Se tiene:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{du}{dy} = \mu \frac{U}{h} \quad [5]$$

Donde  $\mu$  representa la constante de proporcionalidad y se define como viscosidad dinámica. Esta viscosidad mide la resistencia de fricción interna del fluido.

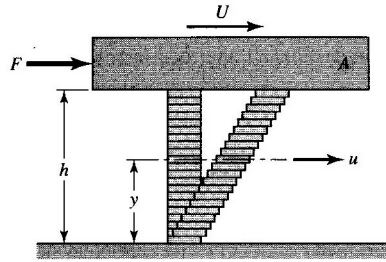


Figura 5: Película de lubricante [5]

En un motor de dos tiempos, los motores se lubrican mezclando el aceite con la gasolina utilizada para el funcionamiento del motor. El aceite entra en el cárter ya mezclado, lo que permite la lubricación de los cojinetes, el pistón, el bulón, los aros y la pared del cilindro.

La cantidad de aceite utilizada en la gasolina se puede ajustar para obtener los mejores resultados. Sin embargo, este método presenta un problema, que el aceite necesario para lubricar a baja velocidad no es el mismo que el necesario para lubricar a alta velocidad. La consecuencia que puede derivar de una lubricación correcta para alta velocidad, es que a baja velocidad habría más aceite del necesario, por lo que conduce al desperdicio del aceite y a la acumulación de carbonilla en el motor. Esto reduciría de forma significativa las prestaciones del motor. Por otro lado, una lubricación correcta a baja velocidad, conllevaría una lubricación insuficiente para alta velocidad, lo que podría provocar un bloqueo del motor debido al excesivo calentamiento.

A pesar de estos problemas, este tipo de lubricación se suele usar para motocicletas de competición que utilizan aceite mezclado para alta velocidad. Esto es debido a que muchos motores de motocicleta utilizan un sistema de lubricación de inyección de aceite a presión que permite regular la cantidad de aceite en función de la velocidad del motor y de la abertura de la mariposa, eliminando por lo tanto, el principal problema que presentaba a priori este tipo de lubricación.

## 2.2. Equilibrado

Como se ha explicado anteriormente en el apartado 2.1.1, cuando el pistón alcanza el punto muerto superior (PMS), la elevada presión resultante de la compresión empuja al pistón hacia el punto muerto inferior (PMI). Sin embargo, este empuje no se prolonga hasta el final de la carrera debido a la apertura de la lumbrera de escape, que provoca una caída de presión. No existe otro aporte de potencia hasta que el pistón alcanza de nuevo el PMS y se vuelve a producir la explosión. Por este motivo, el motor

monocilíndrico tiende a acelerarse durante la carrera de trabajo y a decelerarse en el resto del ciclo. Para suavizar este fenómeno y contrarrestar el desequilibrio que se crea, se utiliza un volante o contrapeso.

En el motor de la MotoStudent, el volante es el elemento que se muestra en la Figura 6. El volante está formado por dos placas de metal unidas entre sí por media de la muñequilla del cigüeñal.

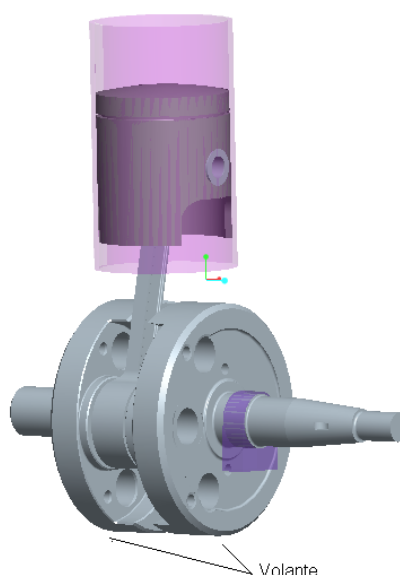


Figura 6: Volante de inercia en Motostudent

Un cuerpo que se encuentra en movimiento, tiende a mantenerse en ese estado, de la misma forma que un cuerpo que se encuentra parado tiene a permanecer en esta posición. A este fenómeno se le denomina inercia, y es el principio en el que está basado el funcionamiento del volante. Es por ello por lo que es comúnmente conocido como Volante de Inercia. El funcionamiento del volante permite que en la parte del ciclo en la que no hay aporte de potencia y el pistón se decelera, el mismo volante lo ayude a mantener el movimiento. Del mismo modo, durante la carrera de expansión del pistón, cuando éste tiende a decelerarse, el volante contribuye a mantener la velocidad de giro del cigüeñal y no sufrir fuertes aceleraciones.

Un motor monocilíndrico es más difícil de equilibrar que uno pluricilíndrico, ya que con más de un cilindro, se contrarrestan las aceleraciones de unos y otros. Aún así, los motores de más de un cilindro también precisan de un volante de inercia para mejorar la suavidad de marcha.



### 2.3. Software empleado

El software empleado es ProEngineer Wildfire 5.0, un programa de diseño asistido por ordenador (CAD 3D) que permite el modelado de piezas, ensamblajes de conjuntos, mecanizado, diseño de moldes y fundición, análisis de modelos, simulación, etc.

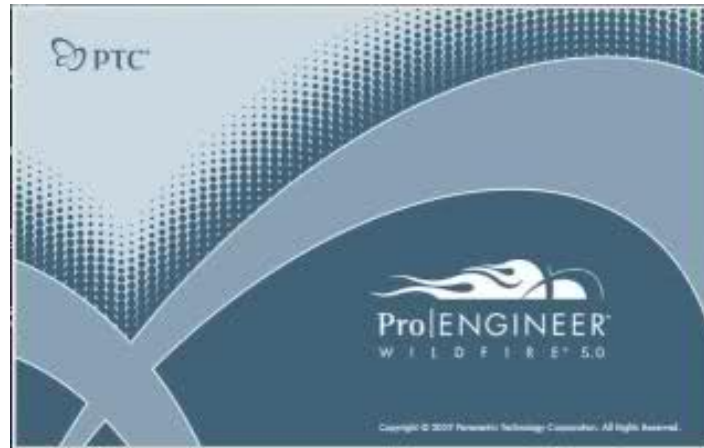


Figura 7: Inicio de sesión ProEngineer

Los módulos que se van a usar para la realización del proyecto son:

**Modelado de piezas:** permite crear piezas a partir de planos o esbozos combinando distintas funciones básicas como extrusiones, barridos, cortes, redondeos, vaciados, taladros y ranuras.

**Diseño de conjuntos:** permite el ensamblaje de dos o más piezas previamente modeladas, creando un conjunto de modo que quede restringida la posición de cada uno de los elementos que componen el mismo. La posición del componente se basa en conjuntos de definición de posición. Estos conjuntos determinan el modo y el lugar en los que el componente se relaciona con el conjunto. Los tipos de conjuntos son:

**Rígido:** permite conectar dos componentes de modo que no haya movimiento relativo entre ellos.

**Pin:** permite conectar un componente con un eje de referencia de modo que el componente gire o se mueva a lo largo de dicho eje con un grado de libertad.

**Corredera:** permite conectar un componente con un eje de referencia de modo que el componente se mueva a lo largo del eje con un grado de libertad.

**Cilindro:** permite conectar un componente de modo que se mueva a lo largo de un eje específico o se realice la rotación alrededor de él con dos grados de libertad.

**Plano:** permite conectar componentes de modo que se muevan en un plano de forma relativa los unos respecto a los otros con dos grados de libertad en el plano y un grado de libertad alrededor de un eje perpendicular al plano.

**Bola:** permite conectar un componente de modo que se realice su rotación en una dirección con tres grados de libertad.

**Simulación:** permite examinar el comportamiento del modelo en la realidad, de modo que se pueda mejorar el diseño sin necesidad de probarlo físicamente, con los costes que ello supone. Dos de los módulos de simulación son el de mecanismos y el de mecánica.

El módulo de mecanismos permite convertir un conjunto ya creado en un mecanismo móvil y analizar su movimiento con o sin la aplicación de fuerzas externas. Una de sus aplicaciones más importantes para la realización del proyecto es el análisis dinámico, que permite el estudio de la relación entre las fuerzas que actúan sobre un cuerpo, la masa del cuerpo y su movimiento. El módulo de mecánica permite realizar, entre otras tareas, un estudio estructural de un modelo, definiendo sus restricciones, las fuerzas aplicadas sobre él y las propiedades del material.

## **2.4. Modelado en ProEngineer**

### **2.4.1. Modelado de las piezas**

El primer paso a realizar en el programa es el modelado de las distintas piezas que componen el motor: dos semicigüeñales, muñequilla, biela, pistón y bulón.

Una vez iniciado el programa, aparece una ventana en la que debemos seleccionar el tipo de archivo nuevo que vamos a crear. Como se puede observar en la Figura 8, se puede crear un esbozo, una pieza, un conjunto, un plano, etc. En este caso, seleccionamos el tipo *pieza* y el subtipo *sólido*. A continuación aparece la ventana de trabajo, en la que figuran un eje coordenado y tres planos por defecto, los cuales utilizaremos para la creación de cada una de las piezas.

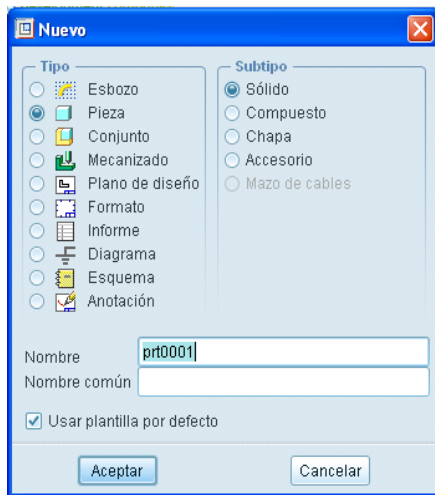


Figura 8: Selección tipo de archivo

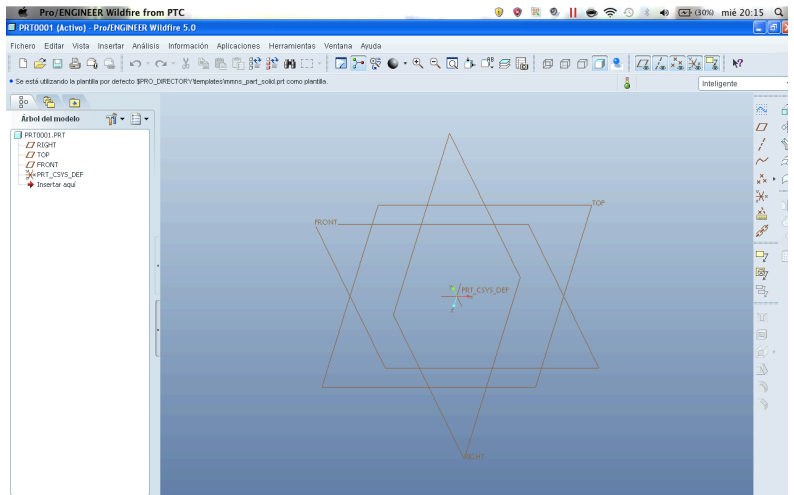


Figura 9: Ventana de trabajo

A continuación se va a describir con detalle la creación de una de las piezas, para mostrar la forma de proceder para crear una pieza en ProEngineer.

La pieza que se describe es la denominada “cigüeñal embrague”.

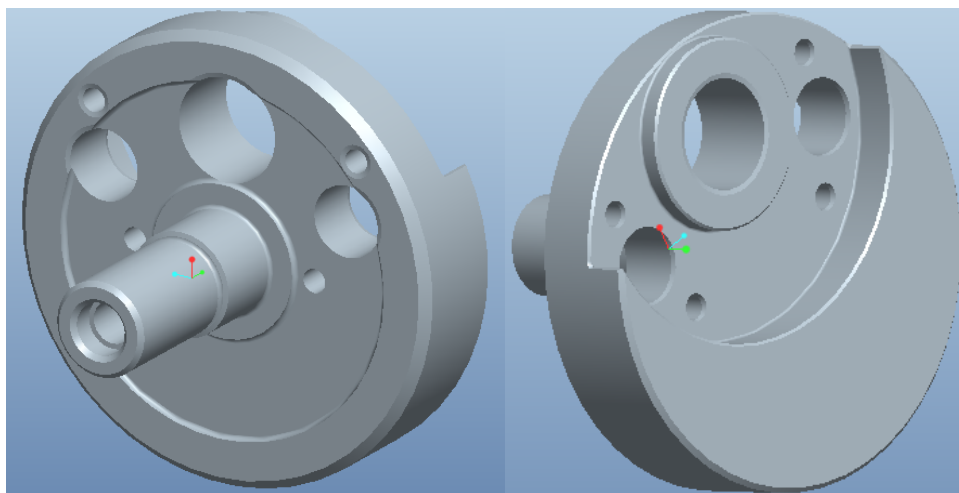


Figura 10: Vistas de la pieza “semicigüeñal embrague”

Empezamos modelando el cuerpo principal, para lo que se selecciona la función *revolución*, ya que al tratarse, precisamente, de una pieza de revolución, esta función nos permite dibujar el perfil e introducir los grados que completan la definición de la pieza respecto del eje de revolución. Para determinar la posición de la pieza, utilizamos los planos de referencia anteriormente mencionados, seleccionando tanto el plano de referencia como el sentido en el cual se va a llevar a cabo la extrusión del esbozo. Una vez definidos el plano y sentido de referencia, se dibuja el perfil de la sección y se selecciona el eje de revolución.

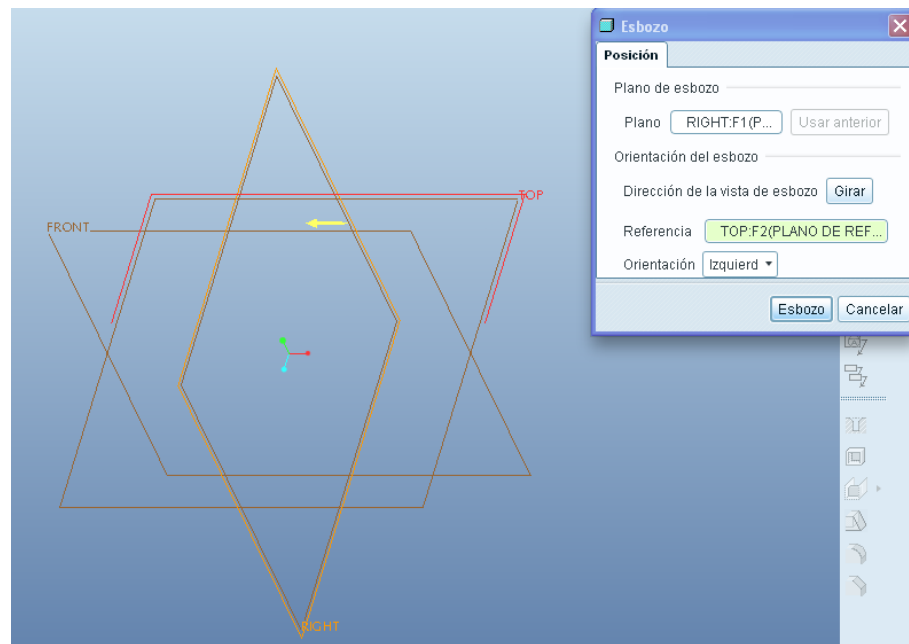


Figura 11: Elección del sentido plano de trabajo

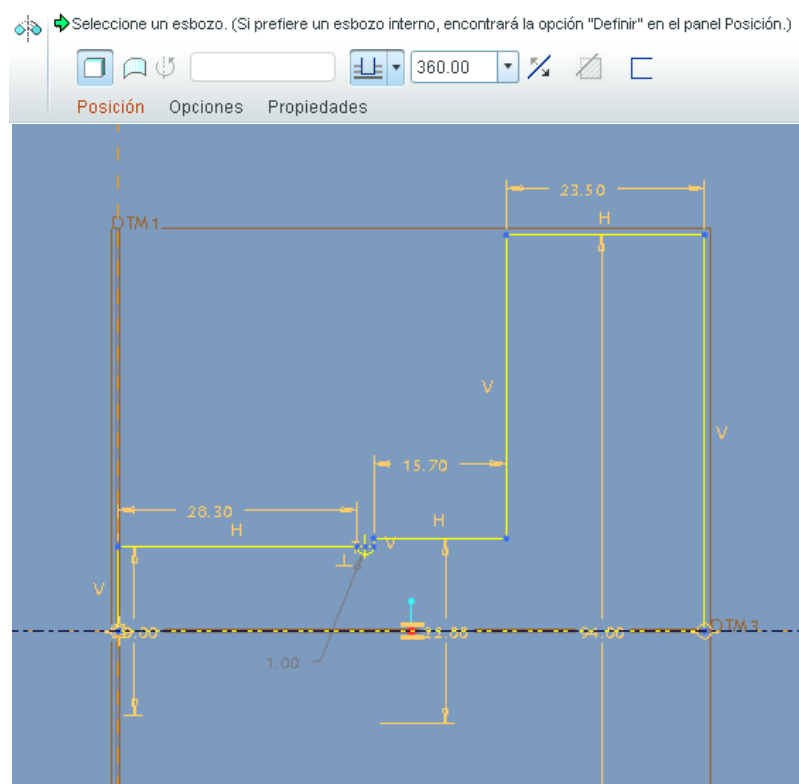


Figura 12: Perfil de la sección

Una vez creado el cuerpo principal de la figura, seguimos modelando los diferentes detalles de la misma. Uno de ellos es la creación del vaciado central, para lo

cual es necesario crear un nuevo plano de referencia situado sobre la cara de mayor diámetro de la pieza. Para ello se selecciona un plano paralelo al que queremos crear y se introduce el valor de desvío del mismo para situarlo en el lugar adecuado. Una vez creado el plano, se dibuja la sección del vaciado y se introduce la dirección del mismo. La función utilizada para este fin es *extrusión*.

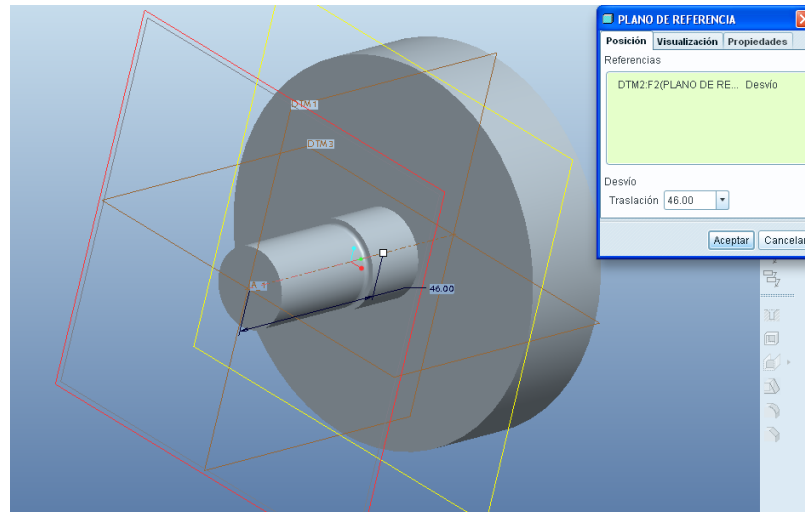


Figura 13: Creación del nuevo plano de referencia

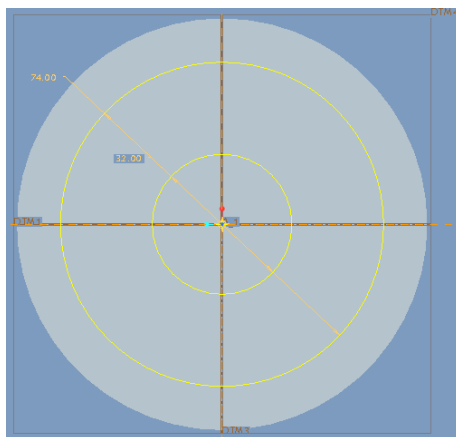


Figura 14: Diseño de la sección

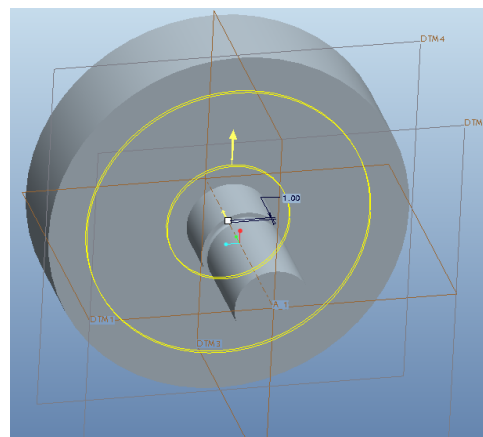


Figura 15: Extrusión de la sección

Los siguiente que se va a realizar es la creación de los vaciados, los cuales se pueden crear también como extrusiones seleccionando el plano de referencia deseado, dibujando el diámetro del vaciado y definiendo el sentido en el que van a ser creados. Una vez hecho esto, se selecciona la opción de quitar material.

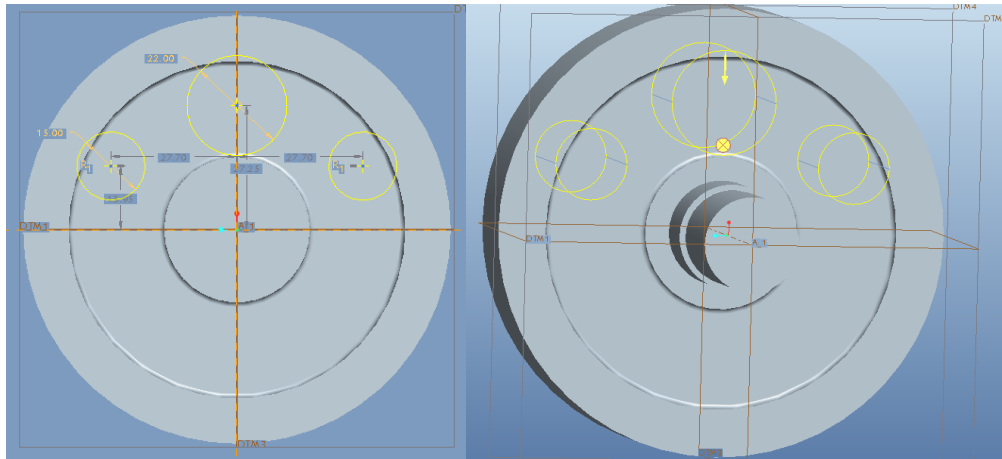


Figura 16: Creación de los vaciados

Lo siguiente que se va a realizar es la creación de los taladros. En este caso tenemos cuatro taladros de medidas M6x1.00. Para ello, se selecciona la función *taladro*. Para posicionar el taladro, es necesario seleccionar dos planos de referencia e introducir la distancia a cada uno de ellos. En la parte superior de la ventana seleccionamos la pestaña ISO e introducimos la medida del taladro que vamos a crear. Ya que los taladros son simétricos, el resto de ellos se pueden crear por simetría seleccionando un plano de referencia a partir del cual se va a crear el siguiente taladro.

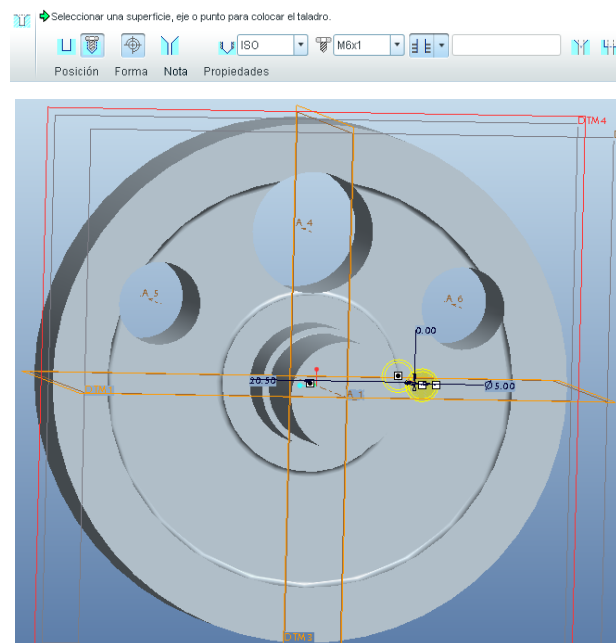


Figura 17: Posicionamiento del taladro

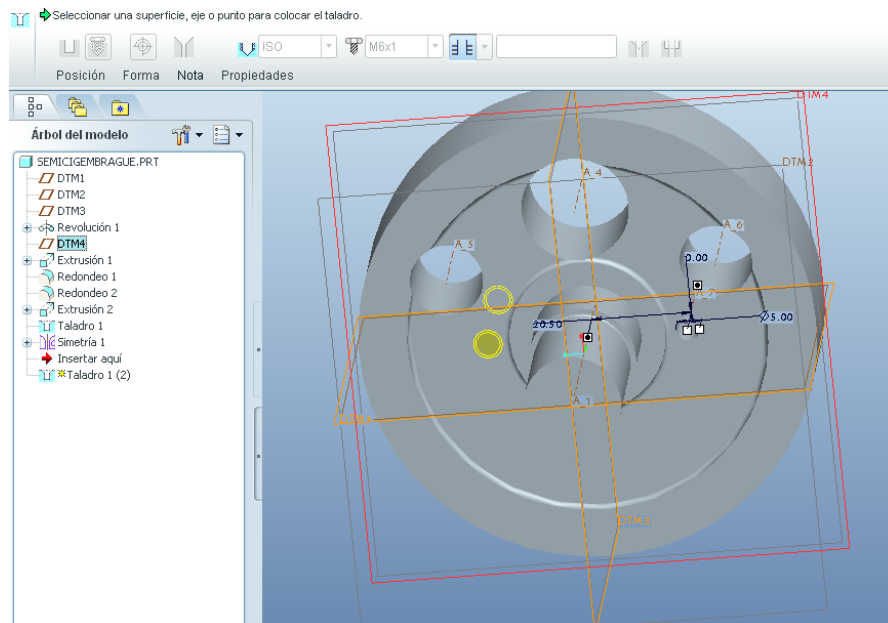


Figura 18: Creación de taladro por simetría

Lo último que se va a realizar es la creación de redondeos y chaflanes. Para ello existen dos funciones: *redondeo* y *chaflán*. Para crear el chaflán, seleccionamos la arista en la que deseamos crearlo e introducimos los parámetros a partir de los cuales queremos crearlos. En este caso, ángulo x distancia. Para crear el redondeo, seleccionamos la arista en la cual queremos crearlo e introducimos como parámetro el radio de redondeo.

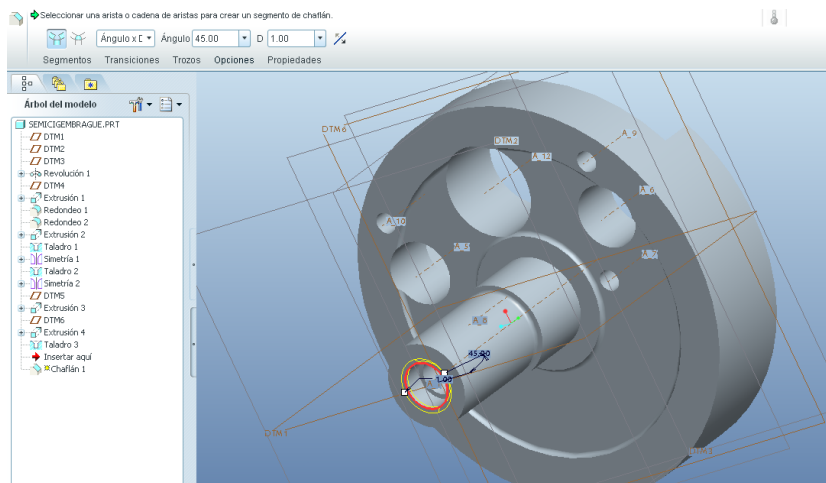


Figura 19: Chaflán

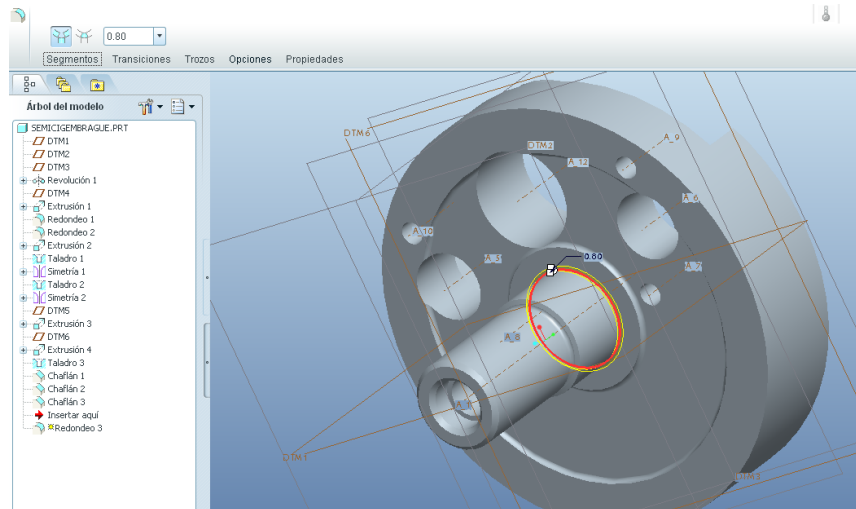


Figura 20: Redondeo

Con esto, ya quedaría creada la pieza “semicigüeñal embrague”.

Otra de las piezas importantes para el modelado del motor es la otra parte del cigüeñal. La pieza es “semicigüeñal encendido” y su proceso de modelado es similar al que se acaba de explicar. También se ha modelado la biela, el bulón y la muñequilla. El pistón se ha importado en formato \*.igs debido a que estaba ya creado.

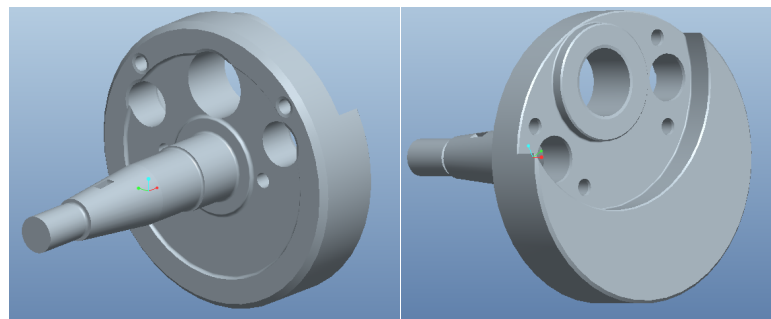
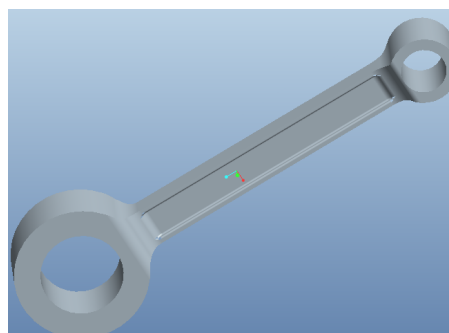


Figura 21: Vistas de la pieza “semicigüeñal encendido”





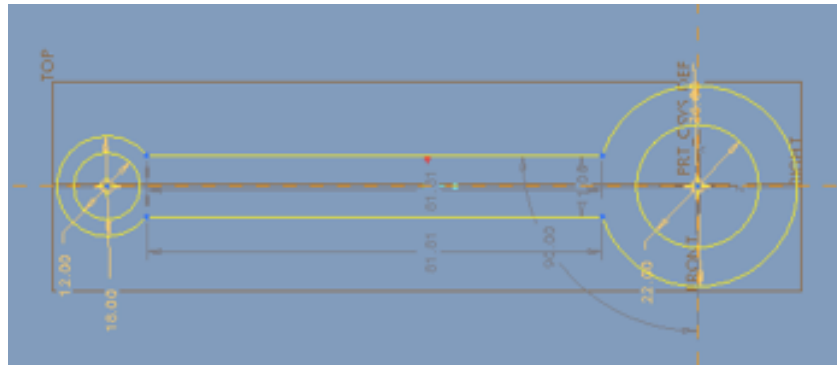


Figura 22: Vistas de la biela

#### 2.4.2. Ensamblaje

Una vez se han modelado todas las piezas con el programa, el siguiente paso a seguir es realizar el ensamblaje de todas ellas teniendo en cuenta las restricciones que es preciso emplear para el correcto movimiento alternativo del motor. Para ello, contamos con los distintos tipos de conjuntos de restricciones que se han mencionado en el apartado 2.3. Para simular el anclaje del motor, creamos dos apoyos que simplificados en los cuales podremos obtener el resultado de las vibraciones que provoca el motor y que, por lo tanto, son transmitidos al chasis.

Para crear el nuevo archivo de ensamblaje, en la ventana que aparece en la Figura 8, seleccionamos la opción *conjunto*. Después, se van insertando las piezas una a una. En este caso, primero se van a crear subconjuntos para posteriormente irlos añadiendo uno a uno hasta crear el conjunto final. En primer lugar se van a insertar las juntas de apoyo, a continuación el subconjunto del cigüeñal y, por último, el subconjunto compuesto por biela, pistón y cilindro.

#### Conjunto del cigüeñal:

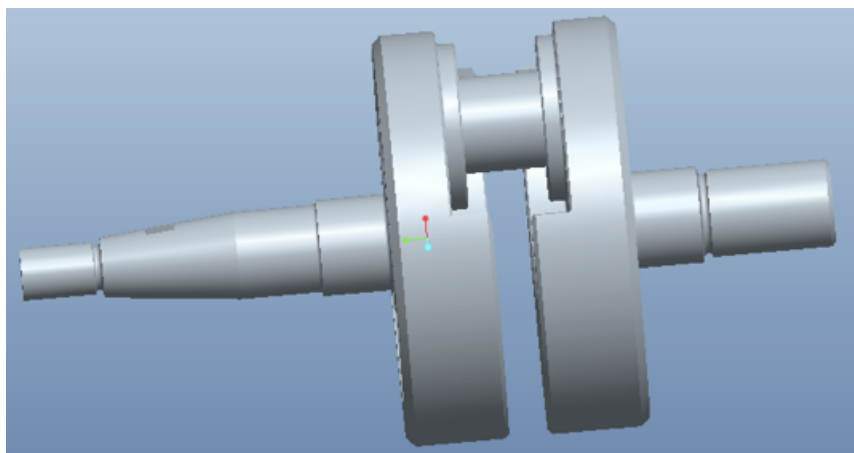


Figura 23: Vista del conjunto del cigüeñal

Para la creación de este subconjunto, hay que tener en cuenta que el conjunto cigüeñal es un conjunto rígido en el que no existe movimiento relativo entre sus componentes. Para la colocación del primer componente del subconjunto, seleccionamos la opción *corregir* de modo que queda fija en la posición en la que aparece, quedando la posición de la pieza totalmente restringida. A continuación se inserta el otro semicigüeñal. Para definir su posición seleccionamos *Alineación de ejes* y la opción *Apoyar*, introduciendo la distancia entre las dos caras exteriores del volante de inercia.

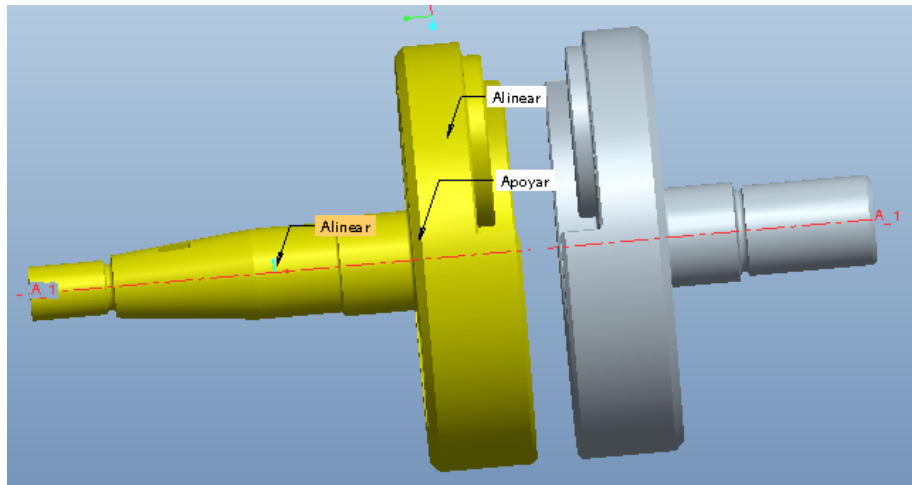


Figura 24: Ensamblaje semicigüeñal

Para completar el subconjunto, únicamente queda insertar la muñequilla, nuevamente mediante *Alineación de ejes*.

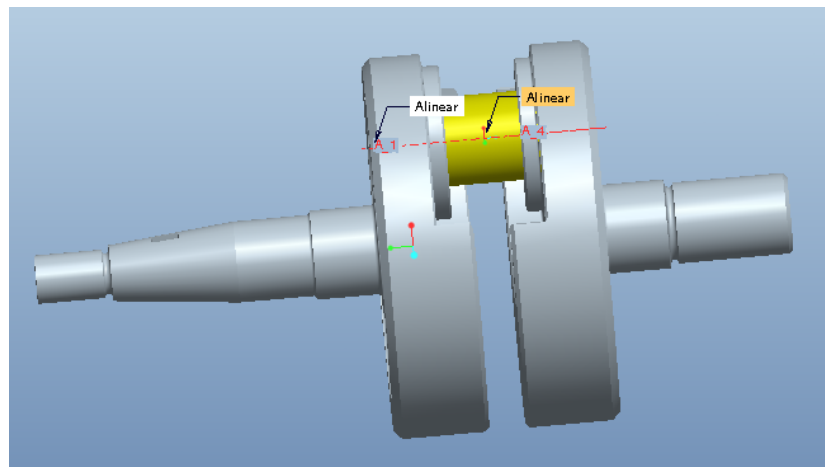


Figura 25: Alineación de ejes

### Conjunto compuesto por pistón, cilindro y biela:

Dentro del subconjunto, el primer conjunto que creamos es el del pistón y bulón. Esto se consigue de nuevo mediante *Alineación de ejes* y *Apoyar*.

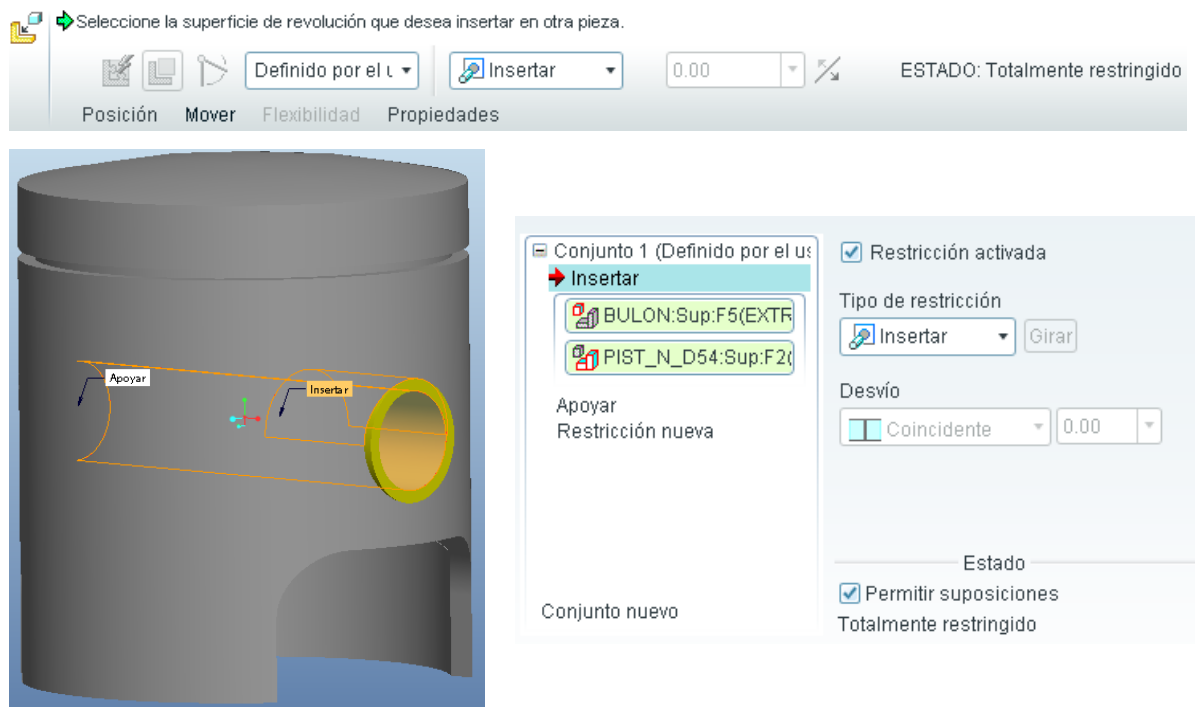


Figura 26: Restricciones bulón

Tras esto, unimos el conjunto de pistón y cilindro. Para la simulación de fuerzas que se va a llevar a cabo, se utiliza un cilindro simplificado ya que únicamente pretendemos conseguir que gracias a él, el pistón cumpla su movimiento de deslizamiento a lo largo del mismo.

Insertamos en primer lugar el cilindro y seleccionamos la opción *Corregir* para que su posición quede fija. Después, introducimos el pistón. Para seleccionar la restricción entre el pistón y el cilindro, seleccionamos la opción *Corredera*, ya que el movimiento del pistón se define por su movimiento a lo largo del cilindro.

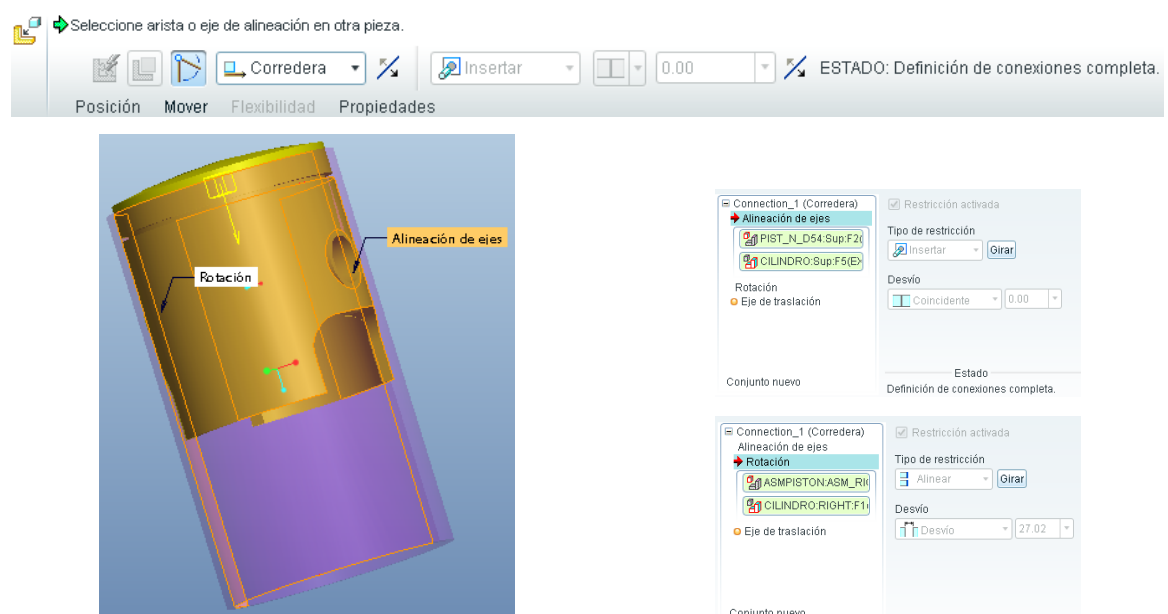


Figura 27: Restricciones pistón

Lo último que queda por unir al subconjunto es la biela. Para ello, primero introducimos el conjunto ya ensamblado de pistón y cilindro y seleccionamos *Corregir* para fijar la posición. Después, tenemos que insertar la biela. Debido al movimiento que describe la biela en el motor, su movimiento no puede quedar totalmente restringido y debido a las peculiaridades de su movimiento, en este caso seleccionamos *Definido por el usuario*. Lo definimos por medio de dos restricciones. En primer lugar, seleccionamos *Alinear* de modo que coincidan el eje del pistón con el del pie de biela. En segundo lugar, seleccionamos de nuevo la opción *Alinear*, pero en este caso seleccionamos, por un lado, la superficie exterior plana del pie de biela, y por otro, la superficie plana interior del pistón que queda enfrente de ella con un cierto desvío de modo que no se desvíe de la posición en sentido horizontal que se muestra en la Figura 28. Con esto, quedarían definidas las restricciones de movimiento de la biela respecto al pistón. No obstante, podemos comprobar si la conexión ha sido definida correctamente mediante la herramienta *Arrastrar componentes*.

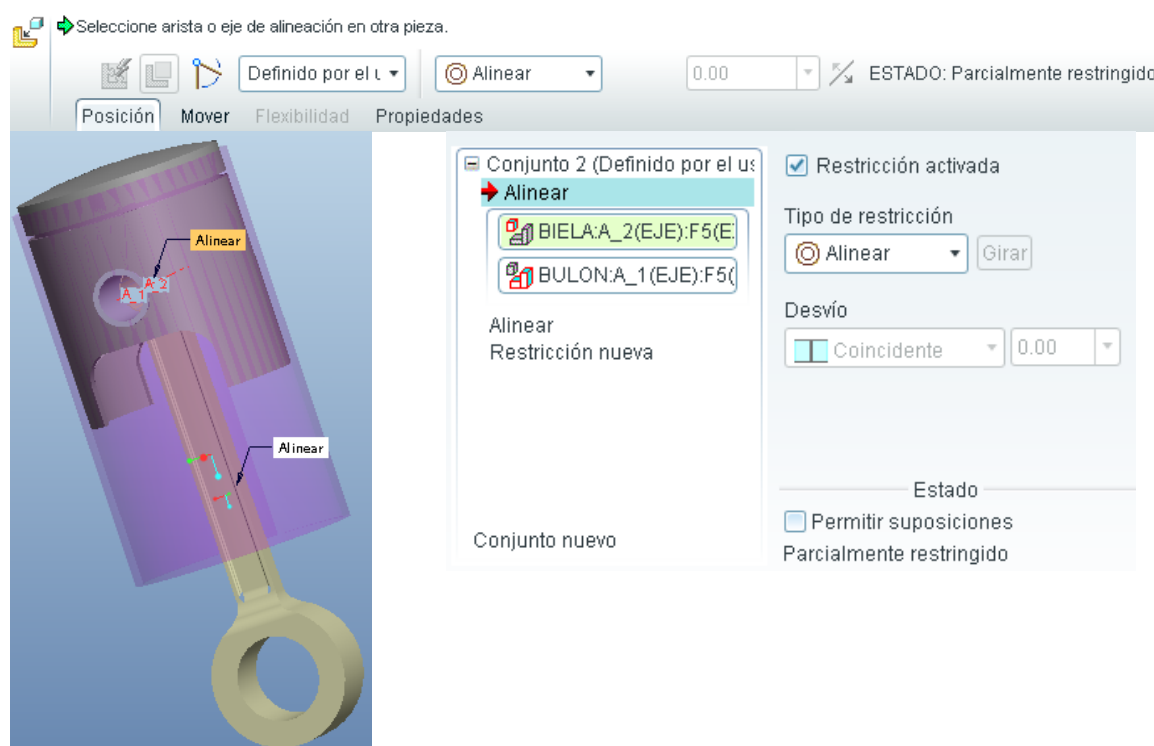


Figura 28: Alineación de ejes

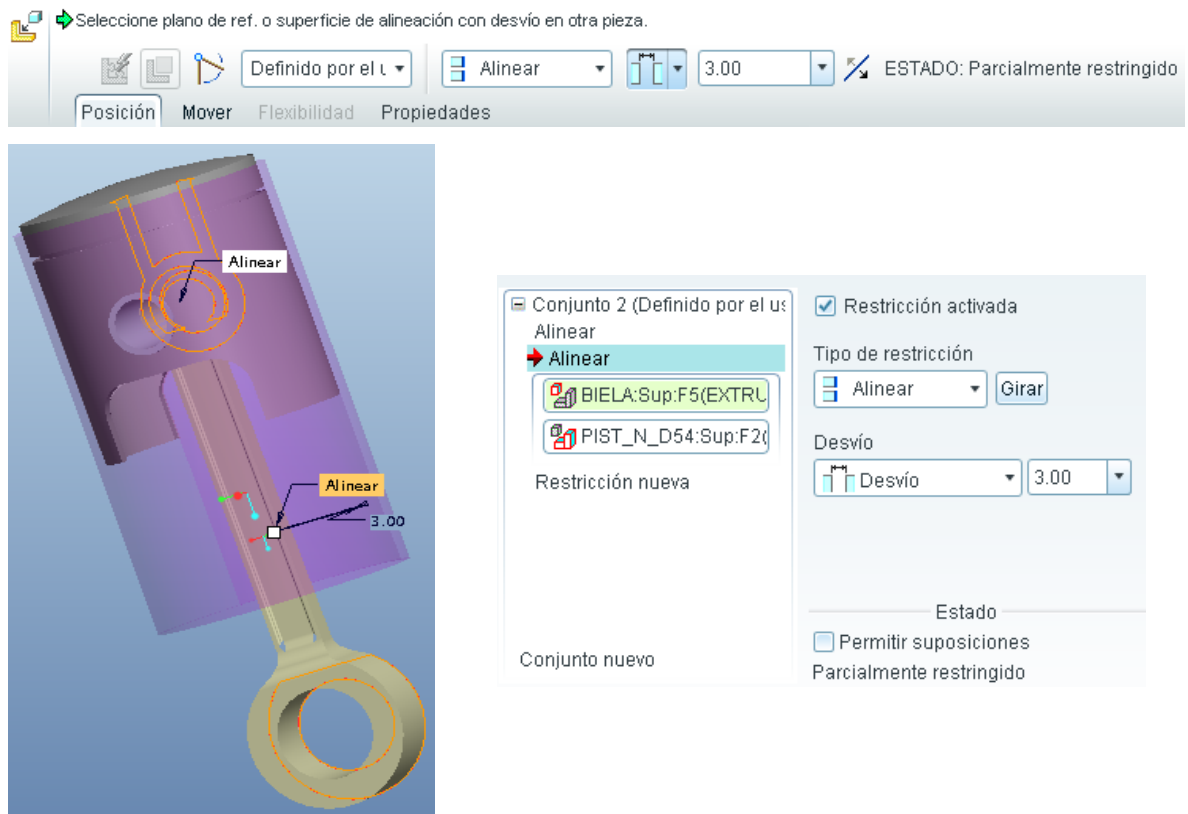


Figura 29: Alineación de superficies

### Conjunto final:

Por último, creamos el ensamblaje final de todas las piezas. En la Figura 30 se puede observar el árbol del conjunto final. En él se muestra la jerarquía que se ha seguido para su formación.

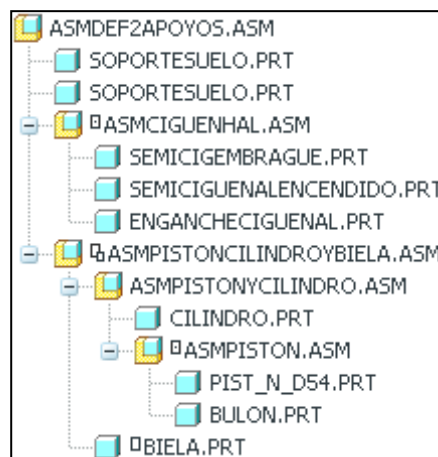


Figura 30: Árbol conjunto final

En primer lugar, se introducen las juntas sobre las que va apoyado el cigüeñal. Para ello, introducimos primero una de ellas y seleccionamos *Corregir* para fijar su posición. Para insertar la segunda junta, hemos de seleccionar *Apoyar* y las caras exteriores de las juntas con un determinado desvío, previamente calculado, de forma que

su posición sea simétrica con respecto al plano longitudinal de la biela. También se selecciona *Alinear* para los ejes.

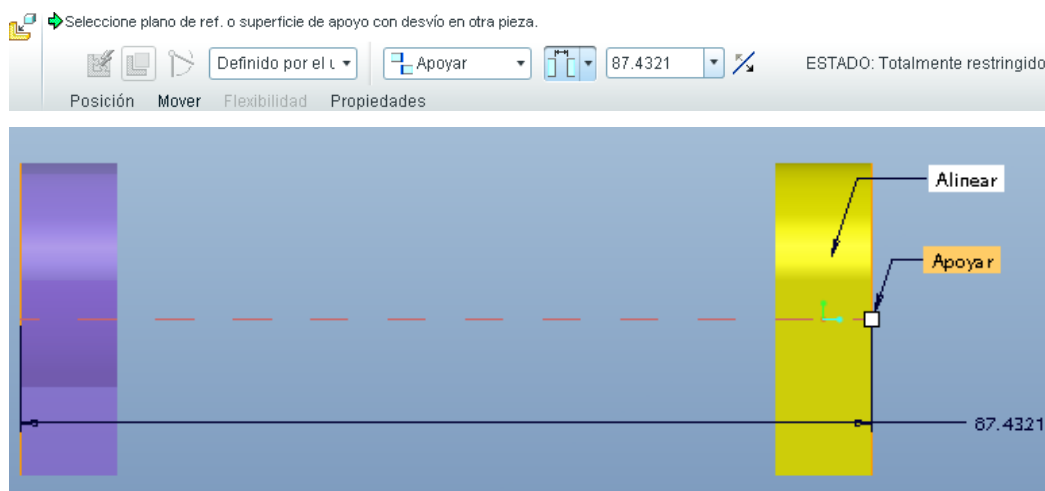


Figura 31: Ensamblaje de las juntas

A continuación, introducimos el conjunto del cigüeñal y seleccionamos como tipo de conjunto de restricciones *Pin*. Para la *Alineación de ejes* hacemos coincidir el eje de la junta con el cigüeñal tal y como se muestra en la figura. Para restringir la *Traslación*, seleccionamos uno de los extremos del cigüeñal y la cara exterior de la junta, e introducimos un desvío de 30,30 mm.

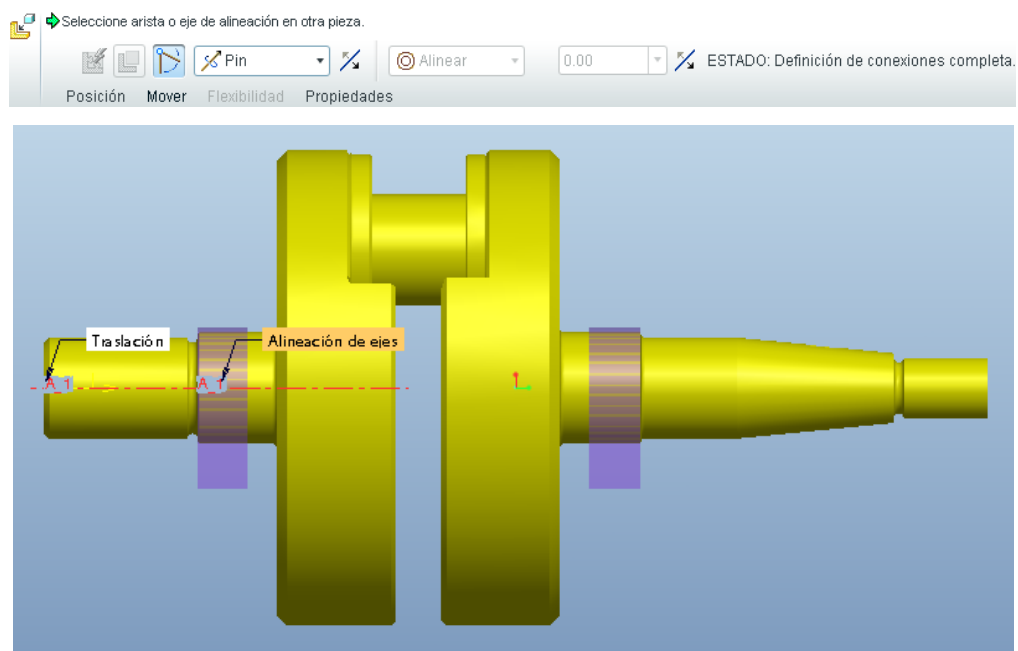


Figura 32: Alineación de ejes cigüeñal y junta

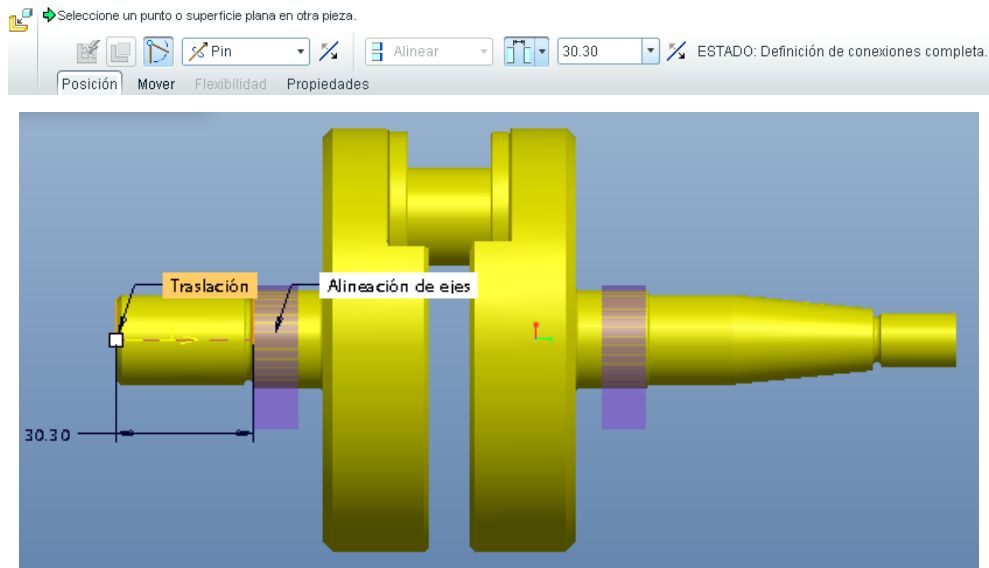


Figura 33: Restricción traslación cigüeñal y junta

Tras esto, introducimos el conjunto compuesto por el pistón, la biela y el cilindro. Para este ensamblaje, vamos a introducir dos tipos de restricciones distintas. Para la primera de ellas, se elige como tipo de restricción Pin, mediante la cual unimos la cabeza de biela con el cigüeñal.

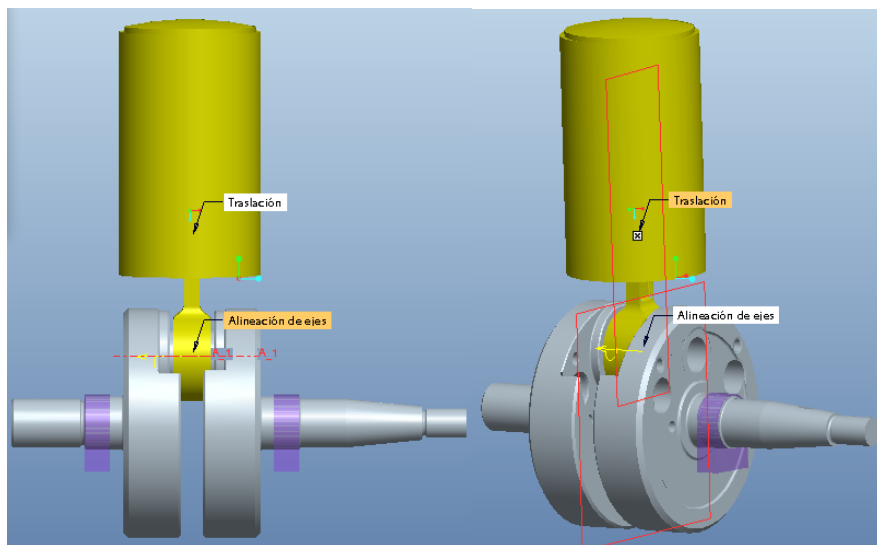


Figura 34: Unión biela y cigüeñal

El segundo tipo de restricción que vamos a introducir es necesaria para fijar la posición del cilindro, ya que debe tener una posición fija para que deslice el pistón. Para ello se selecciona como tipo de restricción *Rígido* y después *Corregir* para fijar su posición. De esta forma, ya queda ensamblado todo el conjunto alternativo del motor.

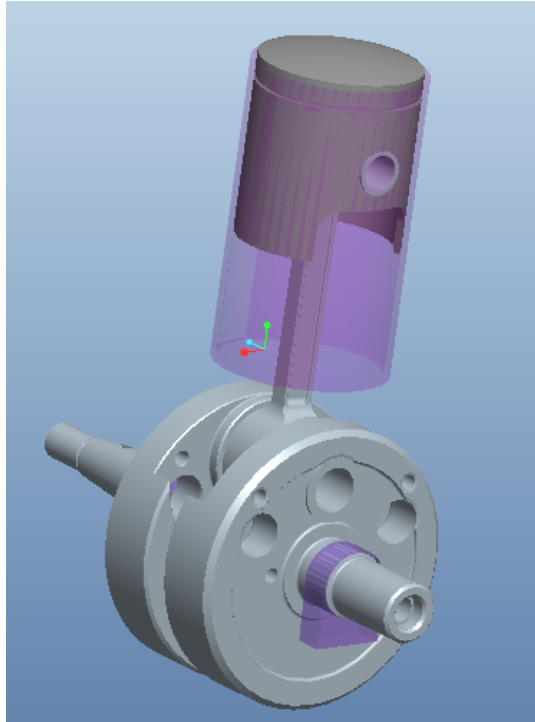


Figura 35: Conjunto ensamblado

Como se ha dicho anteriormente, el cilindro modelado es únicamente una simplificación para que se pueda simular correctamente el movimiento del motor. El bloque motor real es el mostrado en la siguiente figura:

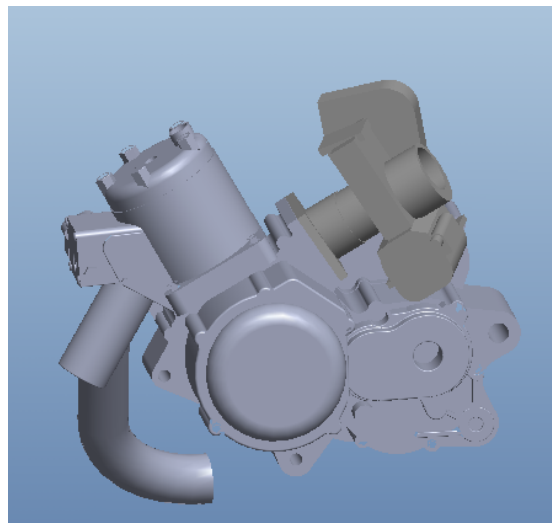


Figura 36: Bloque motor GasGas



**Tabla 1: Características motor GASGAS 125 cc**

Diámetro (mm)	53.95
Carrera (mm)	54.5
Cilindrada (cc)	124.58
Potencia al embrague	34.4 CV a 11.000 rpm
Par al embrague	2.1 Kgm a 10.500 rpm

### **3. Análisis del motor en el módulo *Mecanismos***

Una vez modelado el motor en ProEngineer, podemos simular las fuerzas a las que se verá sometido debido al movimiento del mismo, y de este modo, también conocer las fuerzas de vibración a las que estará sometido el chasis de la moto. Para ello, se va a utilizar el módulo de mecanismos del ProEngineer. Este módulo del programa, nos permite definir las fuerzas aplicadas sobre el motor, las condiciones iniciales de simulación, los valores de fricción entre los componentes y las medidas que se desea calcular, entre otros. Los parámetros que se van a definir son:

### 3.1. Condiciones iniciales

Inicialmente se va a partir de dos condiciones, una referencia de posición y una condición de velocidad. Para la posición, el programa permite tomar una instantánea (*snapshot*) para indicar en qué posición debe estar el motor al inicio de la simulación. La posición inicial es la mostrada en la Figura 37.

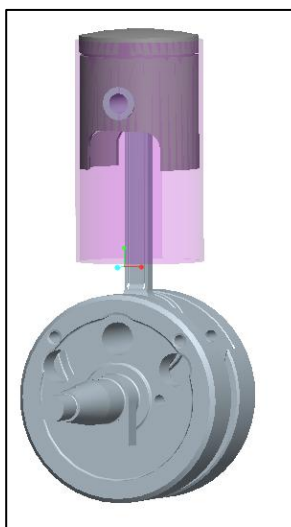


Figura 37: Posición inicial simulación

Como velocidad inicial, se va a definir la velocidad del eje del cigüeñal, con un valor de funcionamiento a 6.000 rpm. El motor de la motocicleta MotoStudent tiene un rango de funcionamiento de hasta 11.000 rpm. Para este trabajo, se va a tomar un valor de funcionamiento intermedio.

### 3.2. Fuerza de presión en el interior del cilindro

La velocidad de la combustión juega un papel muy importante en la variación que experimenta la presión con el giro del cigüeñal durante el proceso de combustión. Se denomina ángulo de combustión  $\alpha_c$  al girado por el cigüeñal durante el proceso de

combustión. En la Figura 38 se pueden observar tres fases conceptuales. En la primera, que tiene lugar desde el punto 1(salto de la chispa), hasta el punto 2, no se observa separación de la línea de presión de aquella que reflejaría la prolongación del proceso de compresión.

La homogeneidad de la mezcla también juega un papel importante. Esta fase cubre aproximadamente un 10% del ángulo de combustión. A esta fase se la conoce también como tiempo de retraso.

La segunda fase está caracterizada por un gradiente progresivamente creciente de presiones hasta alcanzar la presión máxima. Es la fase fundamentalmente ocupada por la combustión. Se extiende durante el 85% del  $\alpha_c$ . La última fase ocupa un intervalo de un 5% del ángulo de combustión y termina con la extinción de la combustión.

Los factores más importantes que afectan a la variación de la presión con el ángulo del cigüeñal son:

1. Número de revoluciones

Al aumentar el número de revoluciones de un motor, aumenta el ángulo de combustión. Para evitar que el régimen influya en el llenado del cilindro y aumente por ello la velocidad de la llama, es necesario mantener la presión en el colector de admisión durante los ensayos, accionando la mariposa del acelerador de forma conveniente.

2. Grado de carga

Cuando la carga disminuye, aumenta en la cámara el porcentaje de residuales. El resultado es un aumento del ángulo de combustión.

3. Dosado

En las mezclas ricas, la variación del ángulo de combustión no es muy importante. Para mezclas pobres, los ángulos de combustión aumentan de forma apreciable.

4. Presión exterior

A plena carga, la presión media durante la combustión es proporcional a la presión exterior. Una disminución de dicha presión media aumenta el efecto enfriador de la pared, disminuyendo la velocidad de combustión e incrementando el ángulo de combustión.

5. Temperatura exterior

Al disminuir la temperatura exterior, disminuye la velocidad de combustión.

## 6. Humedad

La presencia de humedad disminuye la temperatura y la velocidad de combustión, por lo que el ángulo de combustión debe aumentar.

## 7. Cámara de combustión

La cámara de combustión afecta a la variación de la presión de dos formas diferentes. Una cámara de combustión que favorezca la turbulencia disminuirá el ángulo de combustión. Por otro lado, una cámara compacta también reducirá el ángulo de combustión.

## 8. Punto de encendido

Cualquier variación del punto de encendido modifica la cantidad de masa de la mezcla quemada antes y después del punto muerto superior.

La medida de la presión en el interior del cilindro de un motor es un dato que se obtiene experimentalmente. Debido a las dificultades para poder llevar a cabo un estudio experimental de la misma, se va a obtener de forma teórica. Para ello, se van a tener en cuenta dos cosas, la fuerza de presión máxima producida cuando se produce la combustión y la forma de la curva presión-grados de giro del cigüeñal.

Para obtener la presión máxima en el interior del cigüeñal, utilizamos la fórmula:

$$PME = \frac{6,28 \cdot n_R \cdot T}{V_d} \quad [6]$$

donde,

PME: presión media en el interior del cilindro (KPa)

$n_R$ : número de revoluciones del cigüeñal para un ciclo de trabajo

T: par máximo del motor (Nm)

$V_d$ : cilindrada del motor ( $\text{dm}^3$ )

La cilindrada del motor se obtiene multiplicando el área del pistón por la carrera:

$$V_d = A_{\text{pistón}} \cdot L = 0,124 \text{dm}^3$$

Debido a que es un motor de dos tiempos, el número de revoluciones del cigüeñal para completar un ciclo de trabajo es uno.

El par máximo de motor se obtiene de la tabla de características del mismo y su valor es de 20,58 Nm.

Con estos datos, obtenemos una presión máxima en el interior del cilindro:

$$P_{\text{máxima}} = 1.042,3 \text{ Kpa}$$

Para cumplir con las especificaciones del programa, se debe introducir la presión en forma de fuerza con unidades en  $[\text{mm Kg/s}^2]$ . Para obtener la presión en forma de fuerza, se multiplica la presión por la superficie del pistón.

$$F_{\text{pistón}} = P \cdot S = 1,037 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \frac{\pi \cdot 53,95^2}{4} \text{mm}^2 = 2.371 \text{N} = 2.371.000 \frac{\text{Kg} \cdot \text{mm}}{\text{s}^2}$$

Esta fuerza es la que sufre el pistón debido a la presión de la combustión.

Lo siguiente, es obtener la curva de presión del motor. Para ello, se debe tener en cuenta la forma del gráfico de presión para diferentes motores, como se muestra en la Figura 38.

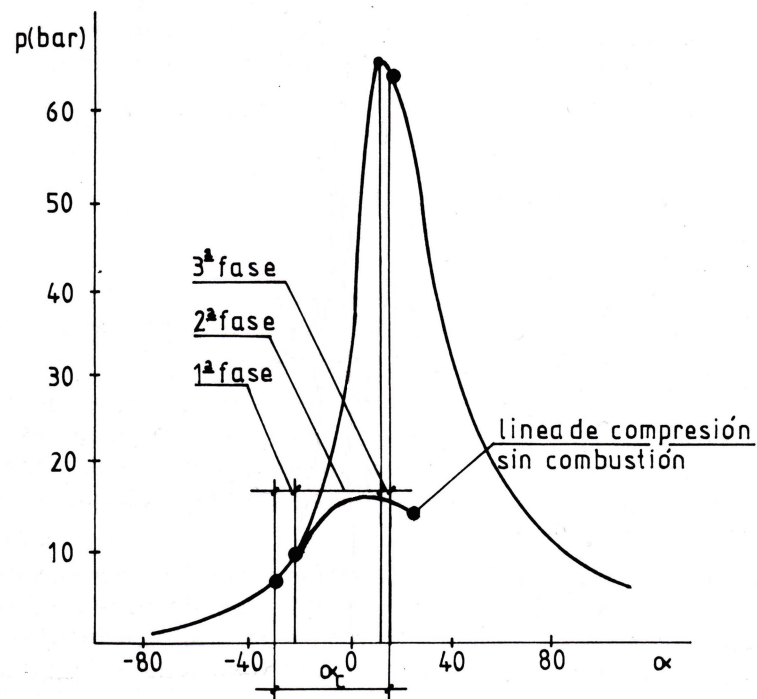


Figura 38: Fases de la combustión [1]

A partir de los dos datos anteriores, se puede construir un gráfico de presión para la Motostudent dando valores para las diferentes posiciones del motor.

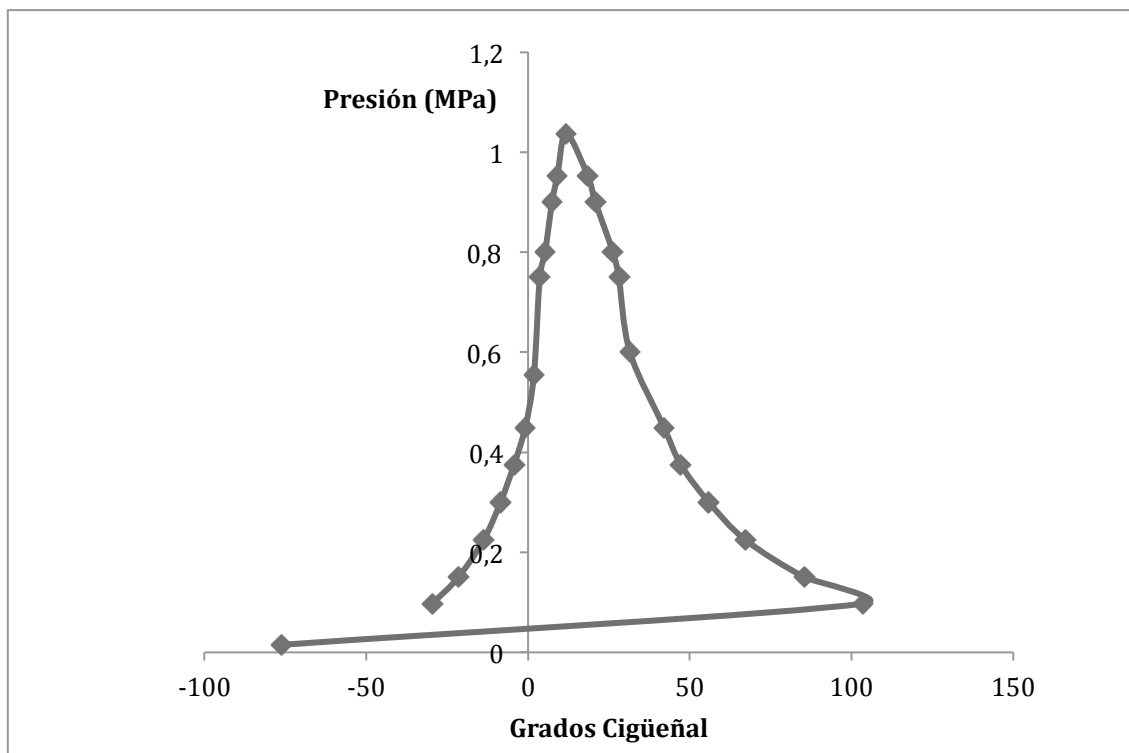


Figura 39: Fases de la combustión Motostudent

Tabla 2: Valores de fuerza y presión en el interior del cilindro

Ángulo girado (grados)	Presión (MPa)	Fuerza (Kg mm/s <sup>2</sup> )
-29,56	0,0975	222885
-21,56	0,1500	342900
-13,74	0,2250	514350
-8,52	0,3000	685800
-4,35	0,3750	857250
-0,87	0,4500	1028700
1,81	0,5550	1268730
3,62	0,7500	1714500
5,25	0,8000	1828800
7,42	0,9000	2057400
9,05	0,9525	2177415
11,76	1,0370	2370582
18,45	0,9525	2177415
20,81	0,9000	2057400
26,24	0,8000	1828800
28,05	0,7500	1714500
31,49	0,6000	1371600
42,00	0,4500	1028700
47,24	0,3750	857250

Ángulo girado (grados)	Presión (MPa)	Fuerza (Kg mm/s <sup>2</sup> )
55,93	0,3000	685800
67,15	0,2250	514350
85,45	0,1500	342900
103,63	0,0975	222885
-76,35	0,0150	34290

La variable predefinida en Pro/E es el tiempo, por lo tanto, hay que crear una nueva variable que permita definir la fuerza en función de la posición del cigüeñal en cada momento independientemente del número de vueltas que haya girado el cigüeñal. Para ello, primero se crea una variable denominada “Grados” que devuelve el número de grados totales que ha girado el motor en un determinado tiempo. Así mismo, también se necesita una variable que permita obtener el número de vueltas. Esto se consigue gracias a una función predefinida del programa llamada *floor(x)*, la cual devuelve el valor entero más bajo del valor decimal que calcula. Por lo tanto, el número de vueltas queda definido de la siguiente forma:

$$N^{\circ}_{vueltas} = \text{floor}\left(\frac{\text{Grados}}{360}\right)$$

Por último, definimos la posición final del cigüeñal después de un determinado número de vueltas de la siguiente forma:

$$\text{Posición}_{\text{final}} = \text{Grados} - (N^{\circ}_{vueltas} \cdot 360)$$

Para la definición de la fuerza debida a la presión, suponemos una fuerza puntual que actúa sobre el punto medio del pistón, de la forma en que se muestra en la Figura 40.



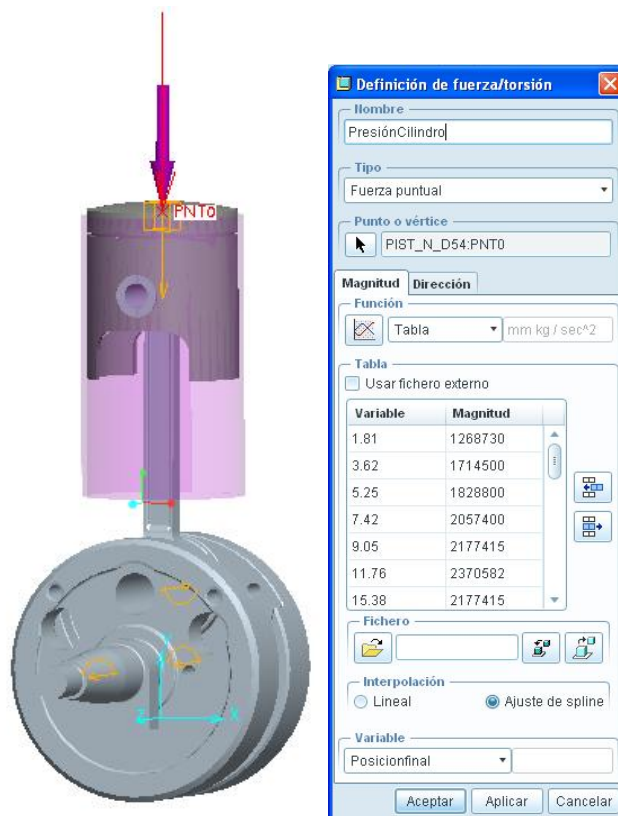


Figura 40: Definición de la fuerza sobre el pistón

### 3.3. Coeficientes de rozamiento

Como se ha explicado anteriormente, se hace necesaria la definición de los coeficientes de rozamiento entre superficies para contrarrestar la fuerza de inercia, que elevaría la velocidad de rotación a un valor infinito. En este caso, hay cuatro conexiones susceptibles de sufrir rozamiento: los dos apoyos, la conexión entre la cabeza de biela y la muñequilla del cigüeñal, y el conjunto pistón-camisa.

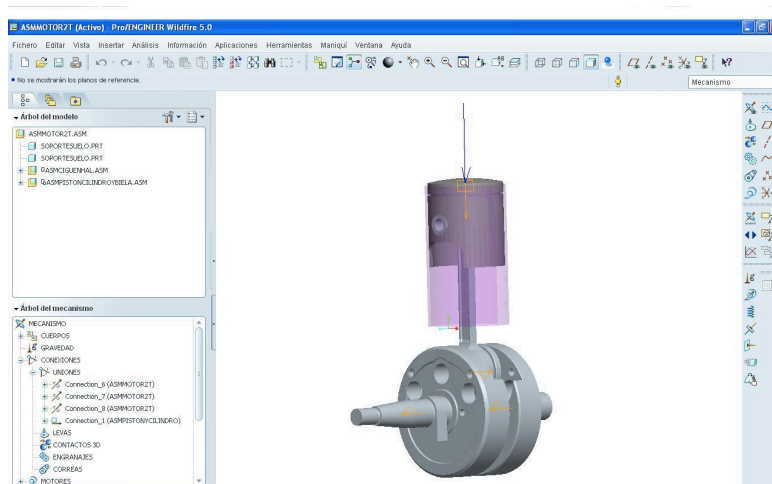


Figura 41: Conexiones con rozamiento del modelo

Para los dos apoyos y el contacto biela-cigüeñal, se definen los valores:

$$\mu_s=0,1$$

$$\mu_k=0,07$$

$$R_c=11$$

$R_c$  es el radio de contacto, que se define como el radio entre el eje de rotación y la superficie de contacto, que en los tres casos anteriores es de 11 mm.

Para la fricción pistón-camisa se utilizan los valores:

$$\mu_s=0,1$$

$$\mu_k=0,03$$

### **3.4. Propiedades de material**

Las propiedades del material del cual están fabricadas las piezas, juegan un papel muy importante en la simulación. Para asignar propiedades de masa a una pieza en ProEnginner, se selecciona el icono *Propiedades de masa* y se abre la ventana que aparece en la Figura 42. Se selecciona la pieza deseada y hay dos opciones para poder definir las propiedades de masa:

- Introduciendo el valore de densidad de la pieza. Conocido el material del que está fabricada la pieza, se puede introducir la densidad y el programa hace un cálculo basado en el volumen total de la pieza, obteniendo como resultado la masa total de la pieza.
- Introduciendo directamente el valor de masa de la pieza.

No tenemos los datos de masa de todas las piezas que componen el motor, pero sí el de algunas de ellas, como se puede observar en el Anexo.

Figura 42: Definición material

**Tabla 3: Propiedades de masa componentes del motor**

Componente	Material	Masa (Kg)
Biela	Acero	0.151
Semicigüeñal embrague	Acero	1.107
Semicigüeñal encendido	Acero	1.041
Muñequilla cigüeñal	Acero	0.088
Pistón	Aluminio	0.121
Bulón	Aluminio	0.032

### 3.5. Resultados obtenidos

Una vez definidos todos los datos del modelo necesarios para estudiar las fuerzas a las que se ve sometido el chasis debido al movimiento del motor, tenemos que definir los parámetros de la simulación.

#### 3.5.1. Definición de los parámetros de la simulación

Para la realización de la simulación, se crea un nuevo análisis, de tipo dinámico, en el que seleccionamos la velocidad, el número de marcos, las condiciones iniciales y las cargas externas que se van a utilizar.

En este caso, las condiciones iniciales y la fuerza aplicada son las que se han definido con anterioridad. Se realiza una simulación de 15 segundos de duración y se obtienen los siguientes resultados:

### 3.5.2. Velocidad del eje

En ProEngineer, las unidades de velocidad hay que introducirlas y aparecen en [grados/seg], por lo que la velocidad inicial que se ha introducido es 36.000 deg/s, ya que es la equivalente a 6.000 rpm. A lo largo de la simulación, lo que se debería observar es la tendencia a estabilizarse que tiene la velocidad. Se puede observar en la Figura 43 que, efectivamente, esto es lo que sucede. La velocidad a la que se estabiliza es aproximadamente de 38.000 deg/s, lo cual equivale a 6.333 rpm, resultado que tomamos como válido.

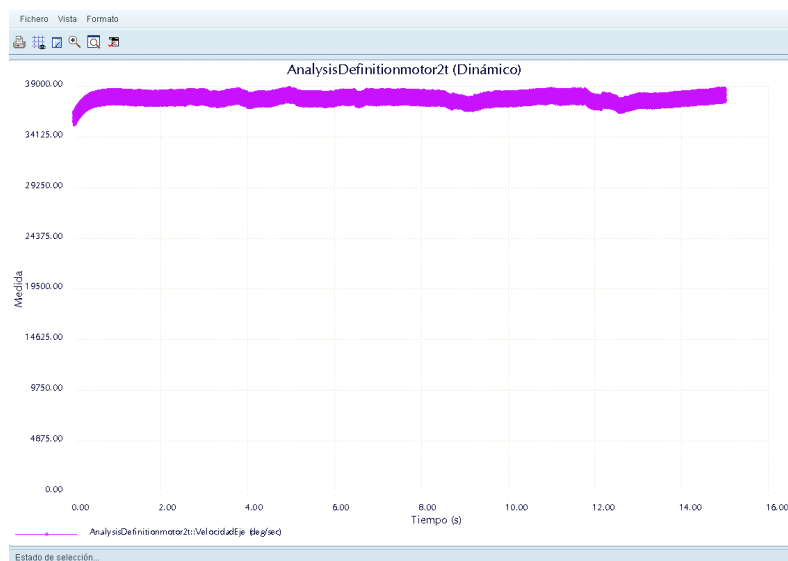


Figura 43: Velocidad del eje

### 3.5.3. Velocidad del pistón

Otra de las variables que nos es posible calcular es la velocidad del pistón, para ello, seleccionamos el punto medio superior del pistón. Realmente, lo que estamos calculando es la velocidad de ese punto, la cual coincide con la del pistón. Se observa que la velocidad del pistón tiene un movimiento oscilatorio de valores positivos a negativos, lo cual es lógico debido a su movimiento alternativo. Obtenemos como velocidad del pistón:

$$|v| = 17,5 \frac{m}{s}$$

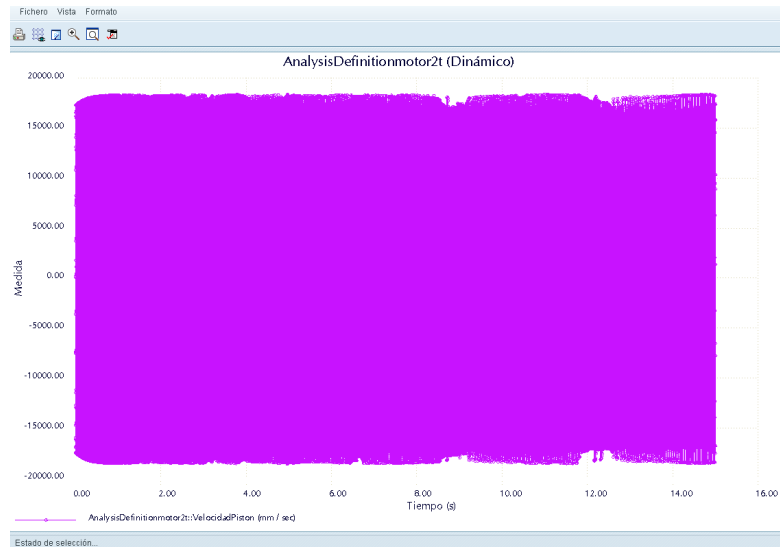


Figura 44: Velocidad del pistón

La velocidad media de desplazamiento del pistón también se puede obtener de forma teórica mediante la siguiente fórmula:

$$u_m = \frac{w \cdot l}{\pi}$$

donde:

w: velocidad de giro del eje, [rad/s]

l: carrera, [m]

Sustituyendo los valores de la velocidad una vez estabilizado el giro del motor, que tiene un valor de 6.333 rpm, lo que equivale a una velocidad de 663.23 rad/s y el valor de la carrera del motor, parámetro de diseño de valor 54.5 mm, se obtiene:

$$u_m = \frac{663.23 \cdot 54.5 \times 10^{-3}}{\pi} = 11.5 \frac{m}{s}$$

La diferencia de resultados entre el cálculo teórico y el real es debido a que el cálculo teórico no tiene en cuenta diversos factores que sí aparecen en la simulación, como son el rozamiento y la presión debida a la combustión en el cilindro, lo cual modifica considerablemente la velocidad a la que desliza el pistón.

En la siguiente figura, se puede observar en detalle el movimiento oscilatorio de la velocidad del pistón. Del mismo modo que en el caso de la velocidad en el eje, se puede observar que la velocidad se estabiliza al poco tiempo del comienzo de la simulación.

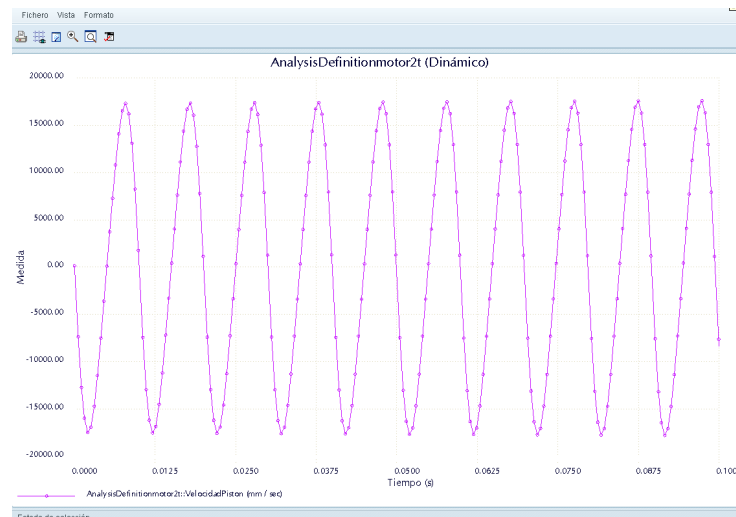


Figura 45: Detalle velocidad del pistón

### 3.5.4. Reacciones

Por último, se obtienen las reacciones producidas por el motor sobre los dos puntos de apoyo anteriormente mostrados. Se muestran los valores de reacción de los dos puntos de apoyo, para de ese modo localizar la máxima fuerza que tienen que soportar, ya que es esta fuerza con la que más adelante se tendrá que calcular la resistencia del chasis a fatiga.

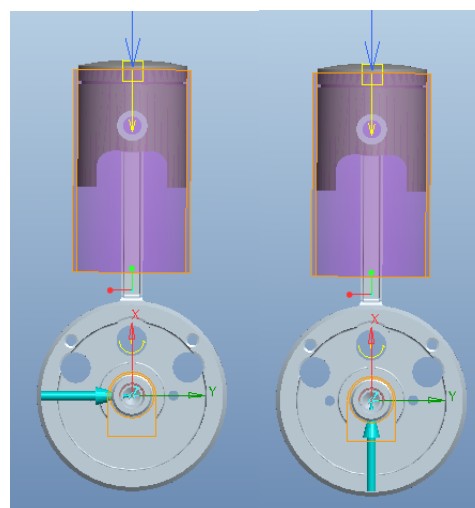


Figura 46: Fuerzas en dirección x y z

Fuerzas en dirección z:

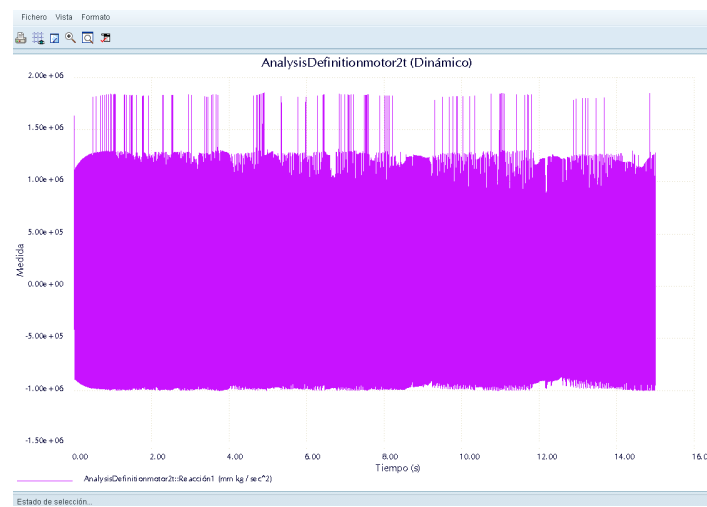


Figura 47:  $R_z$  en el apoyo 1

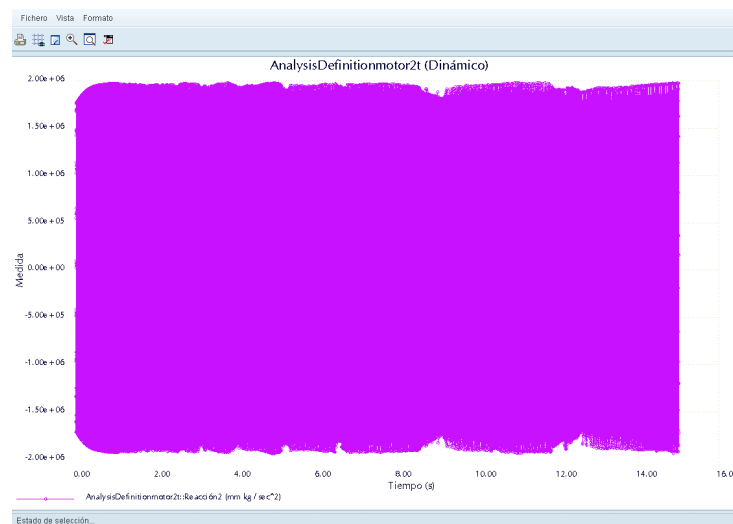


Figura 48:  $R_z$  en el apoyo 2

Se puede observar que la fuerza máxima obtenida son  $2 \times 10^6$  Kgmm/s<sup>2</sup>, lo cual equivale a 2.000 N.

Fuerza en dirección x:

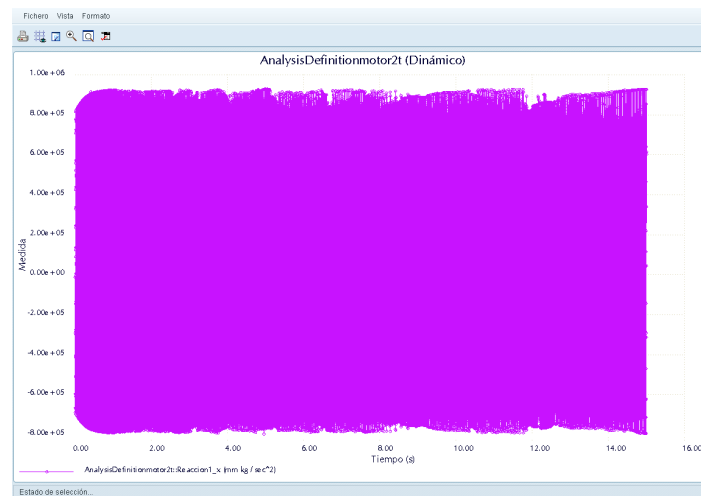


Figura 49: Rx en el apoyo 1

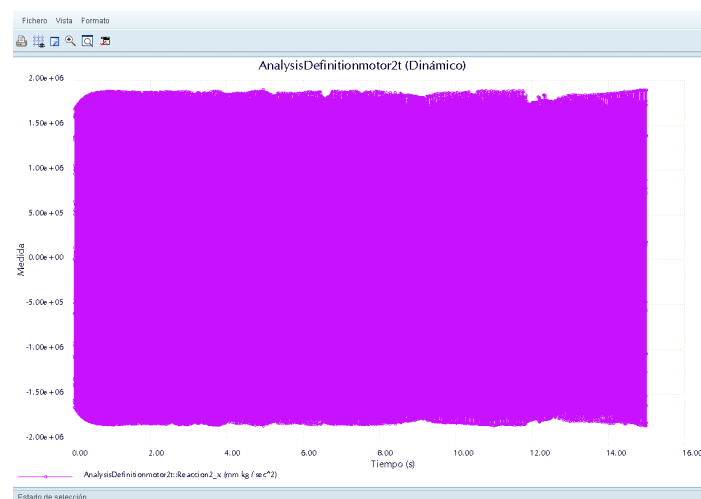


Figura 50: Rx en el apoyo 2

Se puede observar que la fuerza máxima obtenida son  $1,87 \times 10^6 \text{ Kgmm/s}^2$ , lo cual equivale a 1.870 N.



## **4. Cálculo de la resistencia del chasis**

#### **4.1. Chasis. Chasis multitubular**

En una motocicleta, el chasis es la estructura que hace posible la unión entre la rueda trasera y la columna de dirección. Aporta rigidez y provee de puntos de apoyo para el motor y el tanque de gasolina, así como para el resto de los elementos que forman la motocicleta. Las motocicletas para competición, además del chasis, cuentan con una estructura llamada subchasis, que permite soportar el peso del piloto, ya que sobre él va ubicado su asiento. La rueda delantera está montada de modo que pueda ser pivotada de uno a otro lado, lo que permite dirigir la motocicleta.

Una de las principales funciones del chasis es soportar los esfuerzos estáticos y dinámicos de la motocicleta. Por un lado, la resistencia de esfuerzos estáticos consiste en soportar el peso del piloto y de los elementos que componen la moto, es decir, de la moto en sí. Por otro lado la resistencia a esfuerzos dinámicos consiste en presentar, ante todo una buena manejabilidad, un buen agarre y un buen confort. Para el diseño de un chasis es muy importante tanto la rigidez del mismo, de forma que soporte los esfuerzos de torsión a los que se encuentra sometido, como su ligereza, de forma que se consiga un comportamiento óptimo. El principal objetivo a la hora de diseñar el chasis de una motocicleta, es conseguir la mayor rigidez y resistencia con el menor peso posible.

Los chasis pueden estar contruidos con tubos redondos o de sección rectangular o cuadrada. La ventaja de usar un tubo cuadrado o rectangular es que tiene una superficie plana de modo que pueden ser más fácilmente soldados entre sí, además de la facilidad para unir otros accesorios tales como tornillos o pernos. Un inconveniente frente a los tubos redondos es que a igualdad de peso, presentan una menor resistencia.

##### **4.1.1. Resistencia**

Los requerimientos de resistencia implican que el chasis sea capaz de sopotar todas las fuerzas requeridas para su función. La pérdida de esta función puede ser debida a casos extremos de fuerzas o a la fatiga del material. Esto puede ser debido a una sobrecarga de sus componentes más allá de su límite elástico, por el pandeo de los mismos ya sea por compresión o cizalladura, o por un fallo de las uniones. El fallo por fatiga está íntimamente relacionado con los detalles de diseño y las uniones, por lo que para evaluarlo, es necesario un conocimiento detallado de los mismos.

##### **4.1.2. Rigidez**

La rigidez de la estructura está relacionada con el desvío producido en un determinado punto cuando se aplica una carga sobre el mismo. El término se aplica

únicamente a lo largo del rango elástico de la estructura y es la pendiente de la gráfica tensión- deformación. La rigidez de la estructura de la motocicleta tiene un papel muy importante en su manejo y su comportamiento vibratorio.

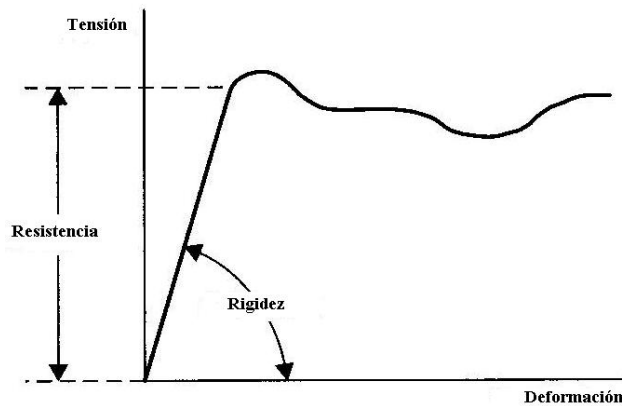


Figura 51: Concepto de resistencia y rigidez [8]

En siguientes apartados se explicará los distintos conceptos de resistencia existentes para los materiales y las hipótesis que se pueden seguir para la evaluación de la misma.

### **Chasis multitubular**

El chasis de la MotoStudent es un chasis multitubular triangulado. Los chasis tubulares se construyen mediante tubos de igual o distinto diámetro, unidos mediante soldadura o atronillados. Utilizando chasis tubulares trinagulados es posible conseguir una eficiencia estructural muy elevada, sin embargo, debido a la dificultad de su construcción, no suelen ser utilizados para grandes series.

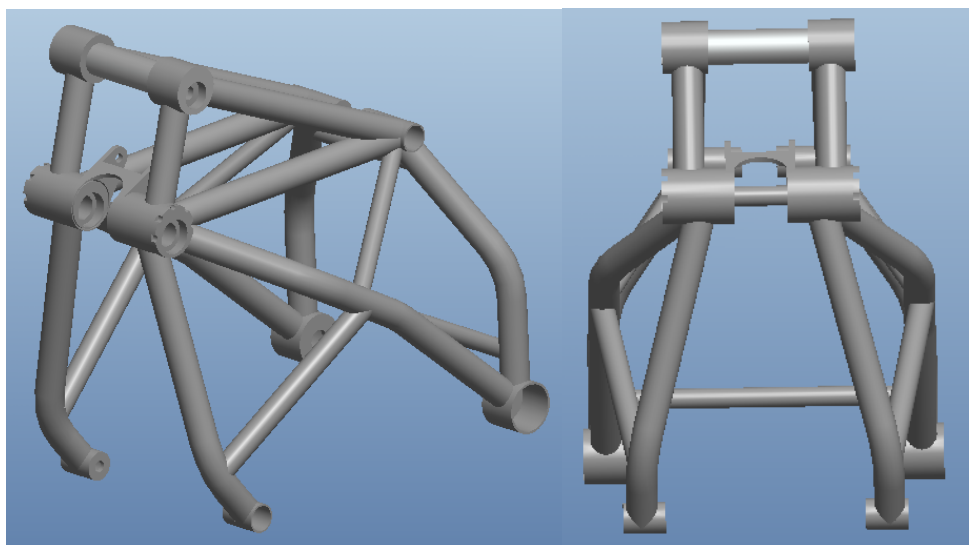


Figura 52: Chasis MotoStudent

## 4.2. Análisis estático y dinámico

### 4.2.1. Fallas resultantes por carga estática

En el diseño de elementos mecánicos, es común realizar un estudio estático estándar para obtener una serie de características y resistencias del material, necesarias para este fin. Para ello, se suele realizar un ensayo de tensión con una probeta, para más tarde observar los resultados en función de la carga aplicada y la deformación producida. De este modo, se hallan distintos puntos críticos que cabe destacar:

- **Punto de fluencia:** Es el punto en el cual la deformación se incrementa muy rápidamente sin un incremento correspondiente en el esfuerzo. La resistencia de fluencia ( $S_y$ ) corresponde a la tensión a la cual el material presenta una deformación permanente.  $\epsilon_y$  es la deformación a partir de la cual el material presenta deformación plástica, es decir, no recupera su forma una vez retirada la carga aplicada.
- **Resistencia última ( $S_u$ ):** Representa la tensión máxima que es capaz de soportar el material antes de que se produzca su fractura.  $\epsilon_F$  es el punto de deformación máxima antes de la fractura.

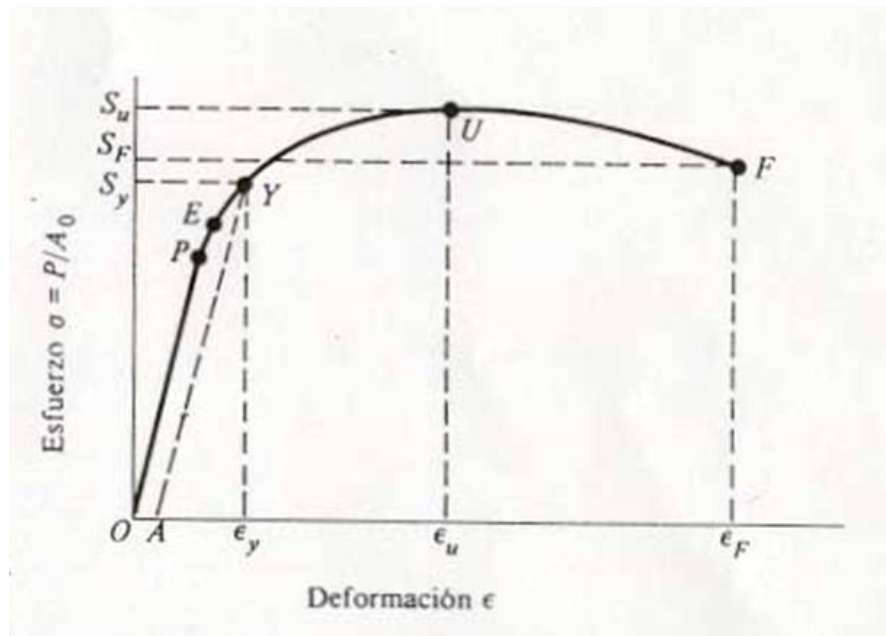


Figura 53: Diagrama tensión-deformación [5]

Para informar sobre la resistencia de un elemento, es necesario conocer la identidad del material, el tratamiento empleado para la creación de su geometría y la carga que va a soportar.

Una carga estática, consiste en una carga estacionaria, que permanece constante en el tiempo sin cambiar su magnitud, su punto de aplicación o su dirección. Una falla puede significar varias cosas, que una parte se ha separado en dos o más piezas, que se ha distorsionado permanentemente, que se ha degradado su confiabilidad, o que se ha comprometido su función, por cualquier razón.

### **Hipótesis de Tresca**

Existen diversas hipótesis de falla. Una de ellas, la cual vamos a considerar para la definición del problema estático del chasis, es la hipótesis del esfuerzo cortante máximo (hipótesis de Tresca).

La hipótesis del esfuerzo cortante máximo estipula que la fluencia comienza cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una probeta de ensayo a la tensión del mismo material cuando esta probeta comienza a fluir.

Si los esfuerzos normales principales son  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ , la fluencia ocurrirá cuando:

$$\tau_{\max} \geq \frac{S_y}{2} \text{ o bien, } \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y$$

Esta hipótesis predice que la resistencia de fluencia por cortante es la mitad de la resistencia de fluencia por tensión. Es simple de aplicar y es útil en la tecnología de la soldadura ya que no produce grandes errores.

#### **4.2.2. Fallas resultantes por carga dinámica**

Como se ha explicado en el apartado anterior, es común en el diseño de elementos mecánicos, realizar un estudio de resistencia bajo condiciones de carga estáticas. Sin embargo, existen ocasiones en los cuales las cargas varían o fluctúan entre ciertos niveles. Esto es lo que ocurre en ejes que giran a unas determinadas revoluciones, la carga va fluctuando y sometiendo al eje a esfuerzos alternantes de tensión y compresión. Estos esfuerzos son los que se denominan en diseño de máquinas esfuerzos variables.

A menudo, se puede observar en máquinas que han fallado, que el esfuerzo al cual se han visto sometidas es muy inferior al correspondiente a su límite elástico. Esto es debido a que estos esfuerzos se han ido sucediendo un gran número de veces. Este es el motivo por el cual a este tipo de falla se le denomina *falla por fatiga*.

Generalmente, la falla por fatiga comienza con una pequeña grieta, que apenas se puede apreciar a simple vista, e incluso es difícil de localizar mediante rayos X. Esta grieta comienza a desarrollarse en un punto de discontinuidad del material tal como un cambio de sección, un agujero, una claveta, etc. Una vez iniciada la grieta, la concentración del esfuerzo se hace cada vez mayor hasta que finalmente se produce una fractura repentina.

Las fracturas por fatiga se caracterizan por la distinción de dos regiones. La primera de ellas, se debe al desarrollo progresivo de la grieta, mientras que la segunda, se debe a la fractura repentina, y por tanto, tiene un aspecto similar a la rotura de un material frágil.



Figura 54: Falla en un eje [10]

El mayor peligro que presentan las fracturas por fatiga es que ocurren sin previo aviso, una falla por fatiga es repentina y total.

#### **4.3. Análisis del chasis de la MotoStudent en el módulo *Mechanica***

Por último, se va a proceder al análisis del chasis de la MotoStudent mediante el módulo de mecánica de ProEngineer.

El chasis está ya modelado anteriormente, por lo tanto, basta con importarlo a ProEngineer. Debido a las complicaciones existentes en la importación de una pieza como esta, con complejas y numerosas uniones, se guarda la pieza mediante una función de sólido (\*.igs)

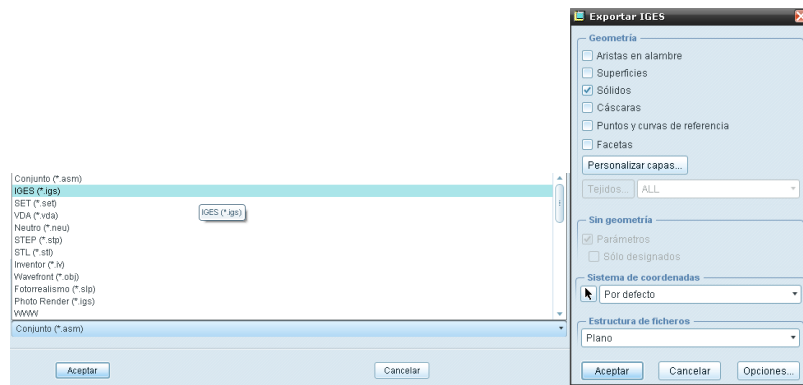


Figura 55: Conversión a formato sólido (\*.igs)

Una vez hecho esto, abrimos el fichero y lo guardamos con extensión de pieza (\*.prt). En primer lugar, seleccionamos la pestaña *Aplicaciones* → *Mechanica*.

Lo primero que hay que hacer es determinar el material a utilizar y las propiedades del mismo. El material utilizado es acero (*steel*). Se selecciona y le asignamos los distintos parámetros necesarios:

- **Criterio de rotura**

Es necesario seleccionar un criterio de rotura para realizar el análisis estático. Se selecciona *Tensión de cortante máximo (Tresca)*, que ya fue explicado en el apartado 4.2.1. Al seleccionar este criterio, aparece una advertencia de obligatoriedad en el campo de límite elástico a tracción, que tiene un valor, para el acero, de 395 MPa.

- **Fatiga**

Del mismo modo, para realizar el análisis de fatiga, es necesario seleccionar (*UML*) *Ley uniforme de materiales*, lo cual obliga a la determinación del límite de resistencia a tracción, que tiene un valor, para el acero, de 600 MPa. Como tipo de material, se selecciona *Aceros de baja aleación*, como acabado superficial, se selecciona *Esmerilado* y, por último, hay que determinar el factor de reducción de la resistencia a fatiga.

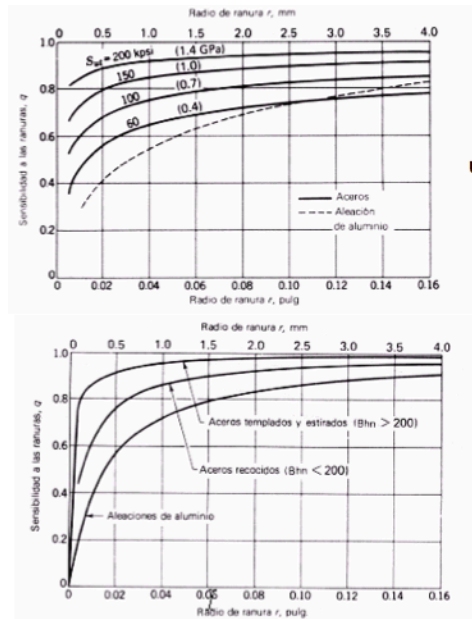
El factor de reducción de la resistencia ( $R_f$ ) a fatiga es un factor que determina el límite de fatiga de probetas sin o con discontinuidades.

$$K_e = \frac{1}{R_f}$$

$$q = \frac{R_f - 1}{K_t - 1}$$

donde,  $q$  es el factor de sensibilidad a las ranuras, que depende del material y  $K_t$  es el factor de concentraciones teórico.

Para calcular el factor de sensibilidad a las ranuras, existen gráficos que relacionan el tipo de carga, el tipo de material y el radio de la ranura, con la sensibilidad del material a las ranuras ( $q$ ).



**Sensibilidad a las ranuras. Cargas de flexión y axiales alternantes.**  
Para radios de ranura mayores usar valores de  $q$  correspondientes a  $r = 4 \text{ mm}$ .

**Sensibilidad a las ranuras. Cargas de torsión alternantes.**  
Para radios de ranura mayores usar valores de  $q$  correspondientes a  $r = 4 \text{ mm}$ .

Figura 56: Determinación de  $q$  [11]

Para calcular el factor de concentraciones teórico ( $K_t$ ), también existen gráficos que relacionan el tipo de carga a las que está siendo sometido el material y una relación constructiva con el valor  $K_t$ .

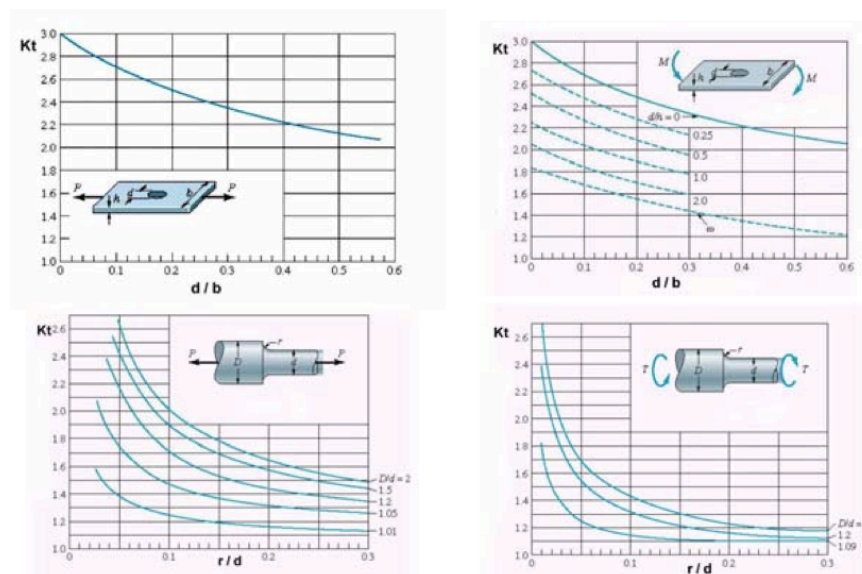


Figura 57: Determinación de  $K_t$  [11]



Una vez obtenidos estos dos valores, se puede despejar el valor del factor de reducción de la resistencia a fatiga mediante la siguiente ecuación:

$$R_f = q(K_t - 1) + 1$$

En este caso, debido a la inexistencia de ranuras, el factor de reducción de la resistencia a fatiga tiene un valor de 1.

Figura 58: Definición propiedades del material

A continuación, es necesario introducir las restricciones que sufre el chasis en su movimiento y las fuerzas a las que se ve sometido. Para ello, hay que tener en cuenta dónde va colocado el chasis en la motocicleta y con qué elementos está en contacto.

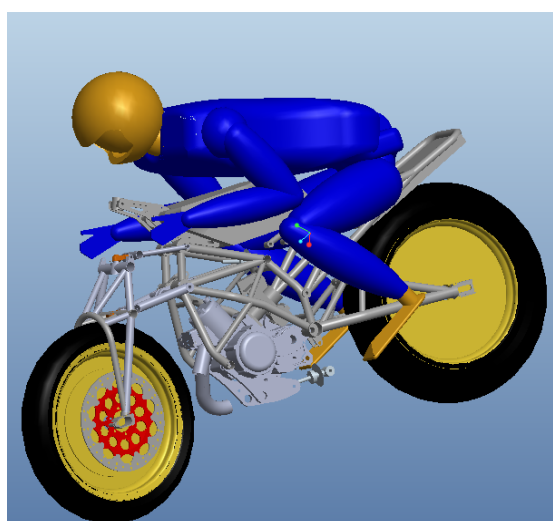


Figura 59: Ensamblaje motocicleta

Los puntos donde se encuentran las restricciones que hay que imponer al chasis son los que se muestran en la siguiente figura.

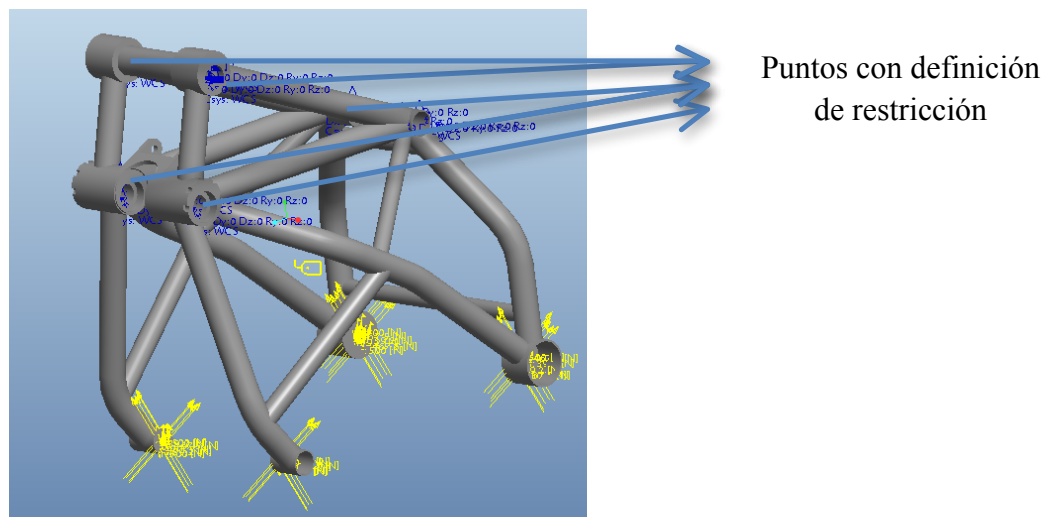


Figura 60: Restricciones en chasis

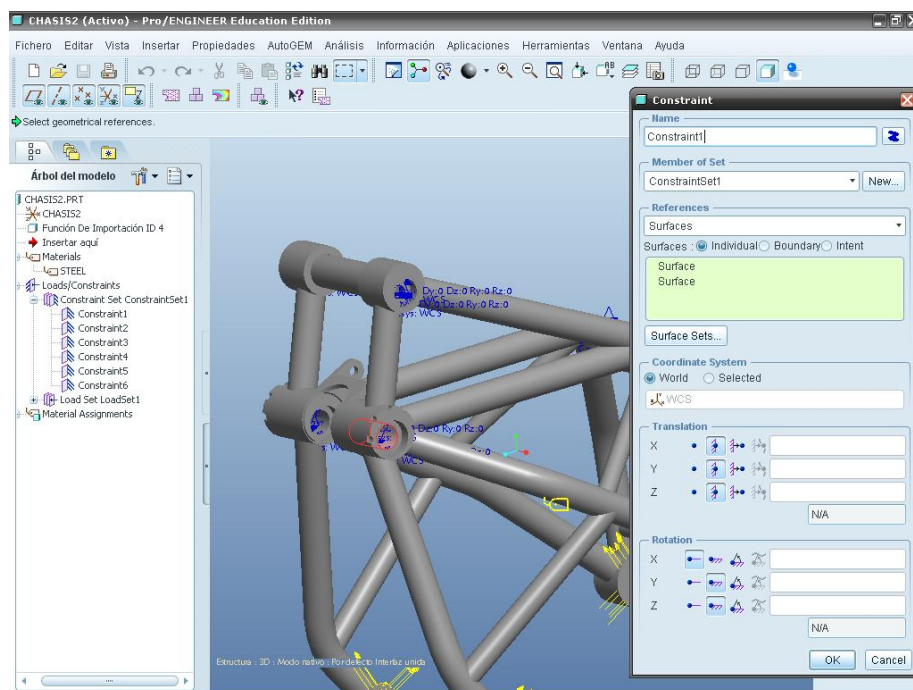


Figura 61: Definición de restricciones

Para su definición, seleccionamos la sección deseada y se restringe la traslación en todas las direcciones y la rotación se permite únicamente en el eje x, teniendo en cuenta el siguiente sistema de coordenadas:

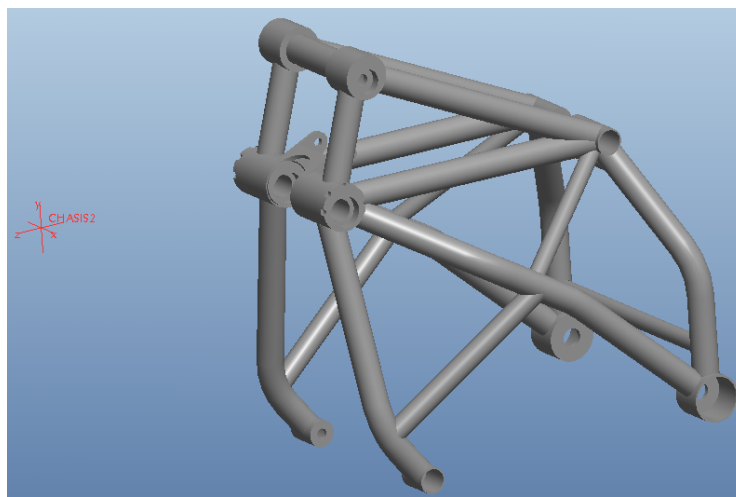


Figura 62: Sistema de coordenadas del chasis

Por otro lado, también se determinan las cargas a las que está sometido el chasis. En la Figura 60 se pueden apreciar los puntos de aplicación de la carga. Para ello se seleccionan las superficies donde van a ir aplicadas y se introducen los correspondientes valores.

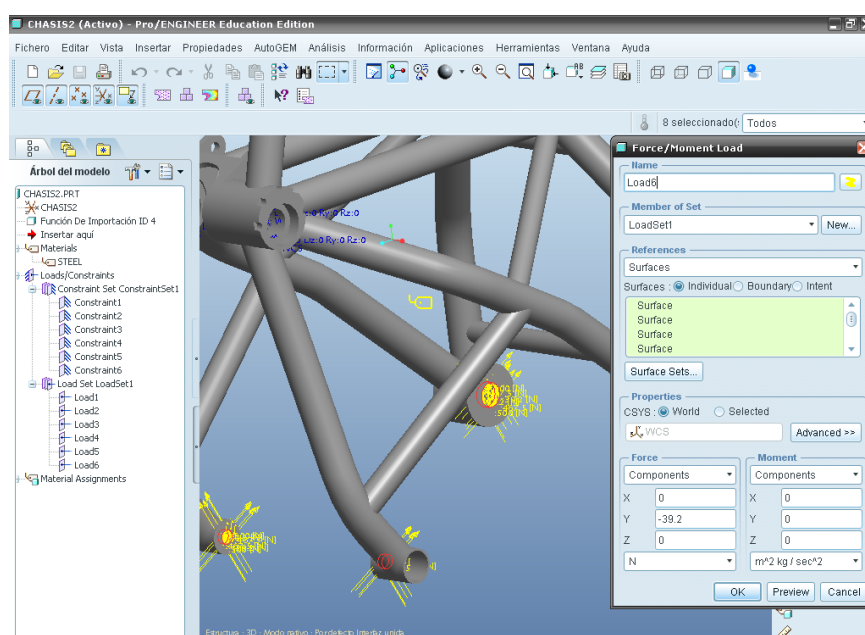


Figura 63: Definición de fuerzas

Debido a que el objetivo del proyecto es conocer la resistencia del chasis frente a las fuerzas producidas únicamente por el motor, las fuerzas que se introducen son las debidas al movimiento del mismo y a su peso propio. Para ello, hay que tener en cuenta los datos obtenidos en el apartado 3, en el análisis de *Mecanismos*. En el mencionado apartado, se obtuvieron las fuerzas máximas que producía el motor debido a su movimiento en dos direcciones, vertical y horizontal.

Las fuerzas máximas que se obtuvieron, y el peso del motor es:

$$R_y = 1.870 \text{ N}$$

$$R_z = 2.000 \text{ N}$$

$$P = 39,2 \text{ N}$$

A la hora de introducir estas fuerzas en el programa, el principal problema fue que el sistema de referencia del motor es diferente al sistema de referencia del chasis. En primer lugar, hubo que determinar el ángulo comprendido entre el eje z del chasis y el eje longitudinal del tubo sobre el que está apoyado en la parte delantera. Además también es necesario conocer la inclinación del pistón con respecto a su apoyo en el chasis. Para ello, hay que determinar el ángulo  $\beta$  mostrado en la Figura 64. ProEnginner permite medir este ángulo. Una vez conocido este valor, es necesario hallar la inclinación del chasis con respecto a los ejes y, z de referencia del mismo.

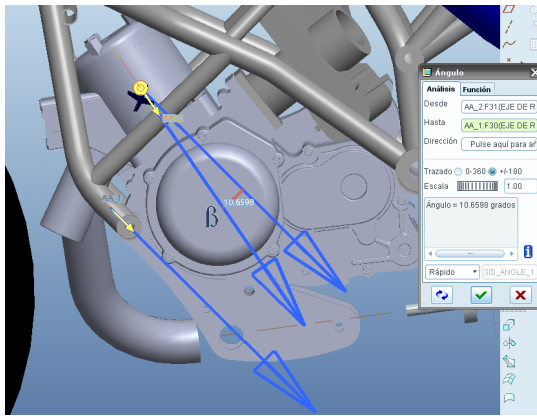


Figura 64: Ángulo eje cilindro-apoyo en chasis

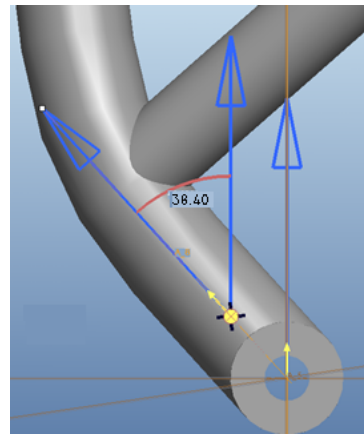


Figura 65: Ángulo ejes chasis-y

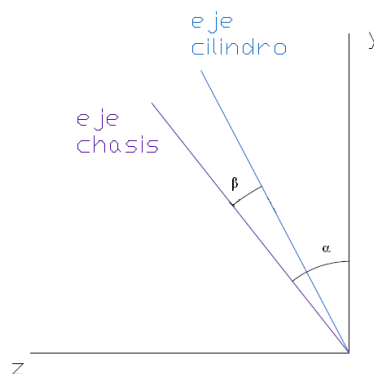


Figura 66: Ejes de coordenadas chasis

Una vez conocidos estos dos ángulos, para conocer el ángulo entre el eje vertical del cilindro y el eje de referencia “y”, únicamente es necesario realizar una operación:

$$\lambda = 38.4 - 10.7 = 27.7^\circ$$

De este modo, podemos calcular las fuerzas  $F_y$  en los cuatro puntos de apoyo debidas a la reacción  $R_z$ . Para distribuir la fuerza total en los cuatro apoyos sobre los que descansa el motor, se supone una distribución uniforme de fuerza, de modo que se divide la fuerza total en cuatro y se aplica a cada uno de los apoyos.

$$F_y = \frac{2.000}{4} \cdot \cos(27.7) = 442.7 \text{ N}$$

$$F_z = \frac{2.000}{4} \cdot \sin(27.7) = 232.42 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza  $F_z$ , hay que tener en cuenta, como se muestra en la Figura 67, que las dos reacciones que se han obtenido mediante el módulo *Mecanismos*, son perpendiculares.

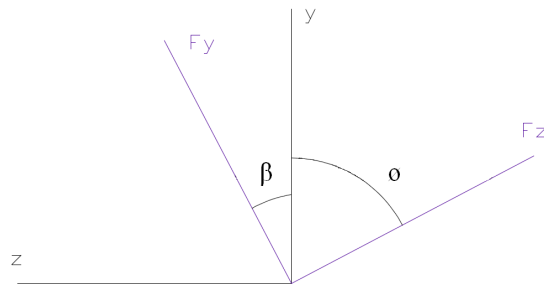


Figura 67: Ángulo  $\phi$

Para hallar el ángulo  $\phi$ :

$$\phi = 90 - 27.7 = 62.3^\circ$$

Por lo tanto:

$$F_y = \frac{1.870}{4} \cdot \sin(90 - \phi) = 217.31 \text{ N}$$

$$F_z = \frac{1.870}{4} \cdot \cos(90 - \phi) = -413.92 \text{ N}$$

Finalmente se resumen las fuerzas a introducir para los análisis de resistencia en el módulo *Mechanica*:

**Tabla 4: Fuerzas introducidas en *Mechanica***

$R_z = 2.000 \text{ N}$	$F_y = 442,70 \text{ N}$
	$F_z = 232,42 \text{ N}$
$R_x = 1.870 \text{ N}$	$F_y = 217.31 \text{ N}$
	$F_z = -413.92 \text{ N}$
$P = 39.2 \text{ N}$	$F_y = 39,20 \text{ N}$

Una vez definidos el material, las restricciones y las fuerzas que se van a estudiar, se asigna el material definido a la pieza, quedando determinadas, por tanto, sus características.

#### 4.3.1. Análisis estático

Con esto, finalmente se puede proceder a la realización de los análisis estático y dinámico. Para realizar el análisis a fatiga, ProEngineer obliga a realizar en primer lugar un análisis estático a partir del cual tomar los datos necesarios. Se selecciona el icono *Mechanica Analyses/Studies*→*File*→*New static...* y aparece una ventana que permite seleccionar el conjunto de cargas y restricciones deseado, y las características del análisis.

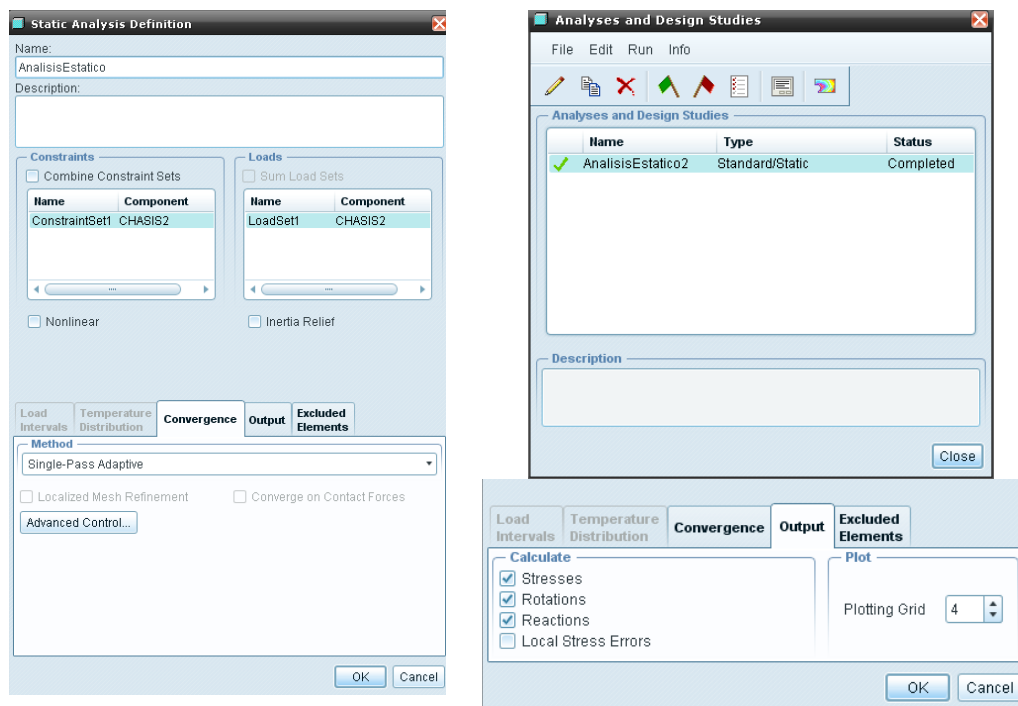


Figura 68: Definición análisis estático

Las características del análisis son las mostradas en la figura anterior. Como se puede observar, aparecen seleccionados tanto el conjunto de restricciones, como el conjunto de cargas previamente creados. Para comenzar el análisis se selecciona *Run*.

A continuación, se muestran los datos obtenidos en la simulación:

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.309639e-04
max_disp_x:	2.161483e-04
max_disp_y:	6.639588e-05
max_disp_z:	7.308465e-05
max_prin_mag*:	-2.916596e+08
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.099271e+08
max_stress_vm*:	1.942274e+08
max_stress_xx*:	-1.743610e+08
max_stress_xy*:	1.044624e+08
max_stress_xz*:	-4.365741e+07
max_stress_yy*:	-1.960332e+08
max_stress_yz*:	-8.252779e+07
max_stress_zz*:	-1.364252e+08
min_stress_prin*:	-2.916596e+08
strain_energy:	5.196419e-02

Figura 69: Resultados análisis estático

En la figura, se observan tanto los desplazamientos, como las tensiones máximas a las que se encuentra sometido el chasis en condiciones estáticas de carga. Pro/Engineer permite mostrar tanto resultados numéricos, como resultados gráficos de los cálculos de resistencia.

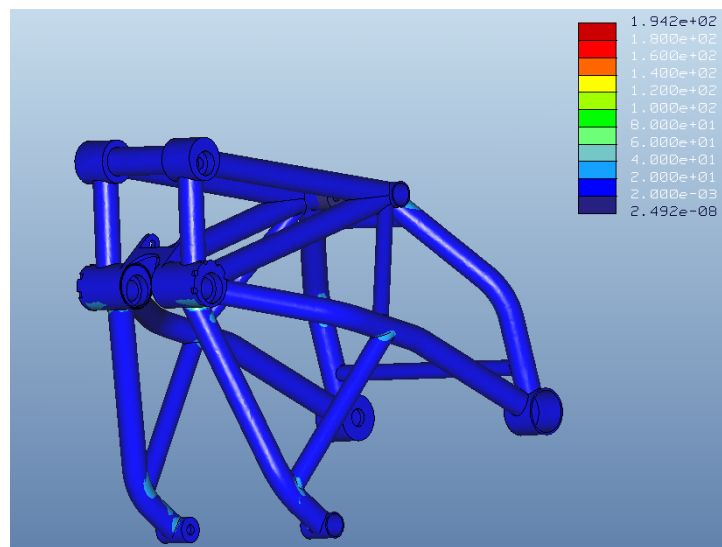


Figura 70: Gráfico de tensiones

En el gráfico mostrado, se puede observar el mapa de tensiones de la pieza. La mayor parte de ella está sometida a una tensión máxima de 20 MPa. Sin embargo, existen ciertos puntos de concentración de tensiones debidas, en gran parte al cambio de sección, en la zona de soldadura. A continuación se muestran algunos detalles de estas zonas:

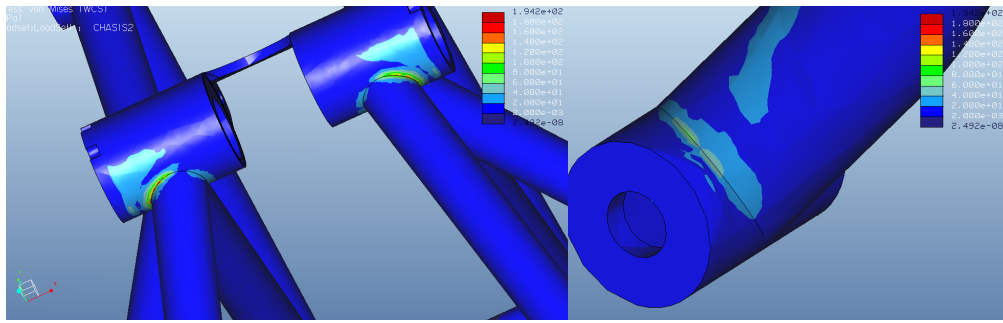


Figura 71: Detalles soldaduras

En las zonas sometidas a mayor tensión, se observa una tensión máxima de 194 MPa. Teniendo en cuenta que el límite elástico del acero es de 395 Mpa, es posible afirmar que la pieza va a tener un buen comportamiento debido a carga estática.

Asímismo, se analizan los desplazamientos producidos:

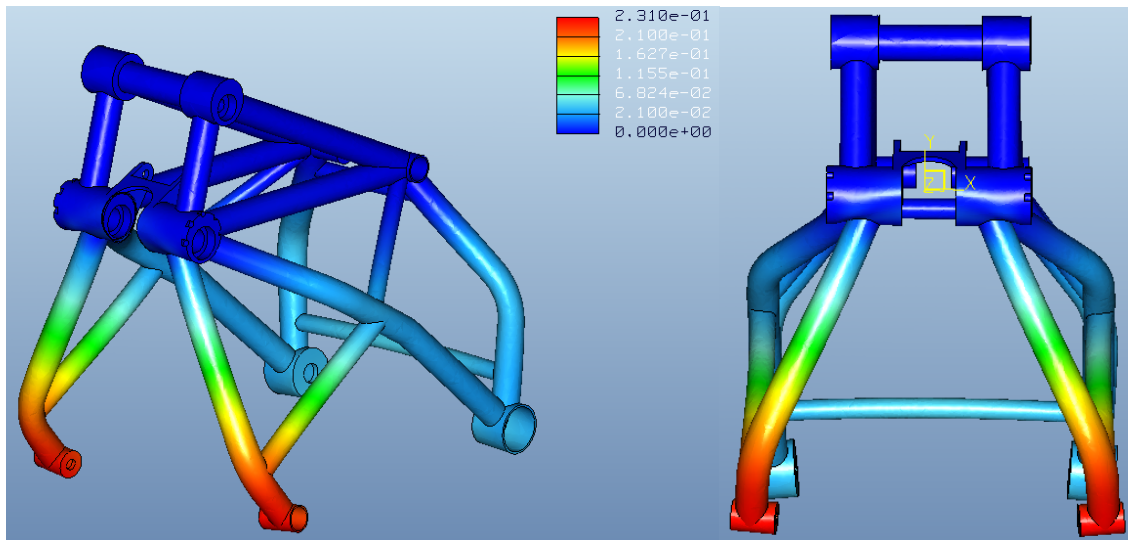


Figura 72: Gráfico de desplazamientos

Conforme a lo observado en el gráfico, el máximo desplazamiento se sufre en los puntos de aplicación de la carga y su valor es de  $2.31 \times 10^{-1}$  mm, lo cual, no presenta un problema para el buen comportamiento del chasis.

#### 4.3.2. Análisis a fatiga

Uno de los métodos más antiguos para analizar la falla por fatiga, es el modelo esfuerzo-vida, en el cual, como el propio nombre indica, se analiza el esfuerzo máximo al que puede ser sometida la pieza de forma que no se produzca la fractura, en función del número de ciclos de funcionamiento. Funciona mejor cuando la amplitud de la carga es previsible y consistente durante la vida de la pieza (Norton, 1999).



ProEngineer, permite obtener un gráfico en el que se representa el número de ciclos que pueden aguantar las distintas partes de la pieza, sin que se produzca la falla por fatiga.

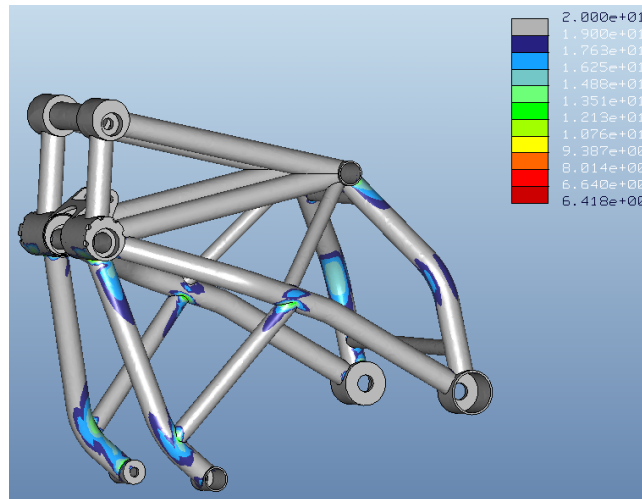


Figura 73: Gráfico de vida

Lo que se representa en la figura, en realidad es el logaritmo de la vida de funcionamiento, por lo tanto, según se puede observar en el gráfico, la mayor parte de la estructura tendrá una vida de  $10^{20}$  ciclos. Sin embargo, existen diferentes zonas en las cuales el número de ciclos antes de que se produzca la falla es menor.

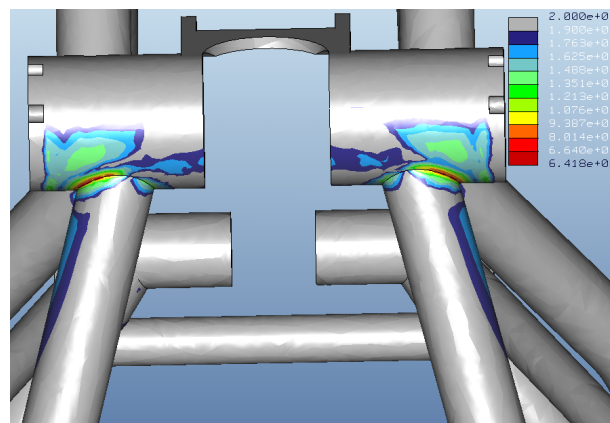


Figura 74: Detalle soldaduras

Las zonas en las cuales se prevee que se produzca antes la falla por fatiga son, principalmente los cambios de sección y las soldaduras. Tal y como se observa en el gráfico, los ciclos de vida esperados para estas zonas son  $2.57 \times 10^6$  ciclos.

Teniendo en cuenta que la hipótesis de vida infinita es comúnmente aceptada como superior a  $10^6$  ciclos, se puede afirmar, a la vista de los resultados obtenidos, que el chasis tendrá una durabilidad adecuada y no sufrirá falla por fatiga.

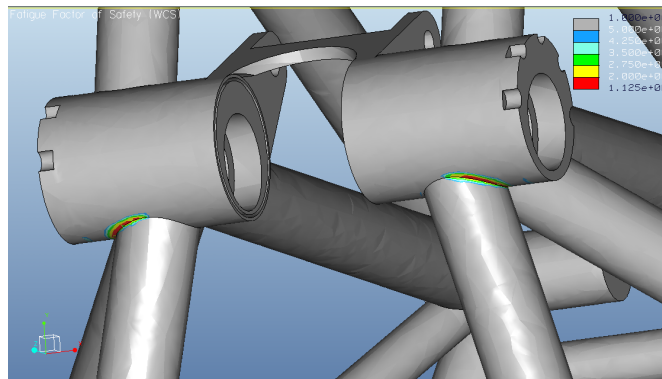


Figura 75: Factor de seguridad

Lo mencionado anteriormente, se corroborará al observar el gráfico del factor de seguridad. Toda la pieza tiene un factor de seguridad superior a 5, a excepción de las zonas anteriormente mencionadas, las cuales están sometidas a mayores tensiones. Estas zonas, según puede resultar evidente, presentan un factor de seguridad menor de valor 2. Puesto que el coeficiente de seguridad de un determinado elemento viene dado por el menor de los coeficientes de seguridad obtenidos, podemos determinar, que el chasis de la motocicleta MotoStudent tiene un coeficiente de seguridad de valor 2.

## **5. Conclusiones y trabajos futuros**

## 5.1. Conclusiones

Este proyecto tenía como objetivo principal lograr predecir la vida que va a tener el chasis de la motocicleta MotoStudent. De la misma manera, se había definido como subobjetivo, el estudio de las fuerzas a las que se ve sometido un motor de combustión interna debido a su movimiento, originado por la explosión del combustible.

Para lograr estos objetivos, ha sido necesaria la familiarización con un software de modelado y estudio de elementos finitos, proporcionado por la Universidad Carlos III de Madrid, llamado ProEngineer Wildfire 5.0. Dicho software ha permitido tanto el modelado de las distintas piezas que componen el motor, como su ensamblaje, su simulación mediante el módulo *Mecanismos*, y, por último, la simulación del chasis de la motocicleta en el módulo *Mechanica*.

Finalmente, se ha logrado el objetivo principal de este proyecto. Ha sido posible determinar el tiempo, en ciclos, que el chasis de la motocicleta va a aguantar sin que se produzca su fractura. Se ha obtenido, para la mayor superficie del chasis, una vida de  $10^{20}$  ciclos. Sin embargo, existen otras regiones más críticas, como las zonas de soldadura, en las cuales, el resultado obtenido ha sido de  $10^{6.418}$  ciclos, lo que equivale a  $2.618 \times 10^6$  ciclos. Tomando como vida infinita un valor de  $10^6$  ciclos, se ha obtenido un coeficiente de seguridad de valor 2. De acuerdo con estos resultados, se puede determinar que el chasis de la motocicleta, sometido a las condiciones de carga descritas en este mismo proyecto, será capaz de tener una vida infinita.

Por último, destacar que el diseño mediante softwares de modelado y estudio de elementos finitos es una tendencia al alza actualmente. Este tipo de diseño, permite a los ingenieros probar distintos conceptos y estrategias con simulaciones virtuales en un tiempo mucho menor y, sobre todo con costes menores de los necesarios para crear prototipos y someterlos a pruebas.

## **5.2. Trabajos futuros**

En el proyecto, se ha caracterizado la simulación de un motor de dos tiempos de 125 cc para conocer las fuerzas que provoca sobre el cigüeñal. Este trabajo se ha realizado tomando un régimen intermedio de 6.000 rpm. Este motor, en concreto, es capaz de funcionar a un régimen máximo de 11.000 rpm. Por lo tanto, un posible proyecto futuro sería la caracterización completa del motor a sus distintos regímenes de giro. Esto sería factible, ya que, dada la curva de presión del motor en función de los grados del cigüeñal, se podría realizar un barrido modificando el régimen de giro. Asimismo, también se haría necesario un estudio de los valores de rozamiento de las partes con movimiento alternativo entre ellas, ya que este valor se encuentra altamente relacionado con la velocidad relativa entre ellas, que a su vez, depende de la velocidad de giro del motor.

Por otro lado, hay que destacar que para la realización de este proyecto, han sido utilizadas unas condiciones determinadas. El resultado del estudio de vida a fatiga para el chasis, se ha obtenido teniendo en cuenta que la pieza se encuentra en buenas condiciones. Sin embargo, no hay que olvidar que las fallas por fatiga empiezan siempre en una grieta. La grieta puede haber estado en el material desde su mecanización o puede haberse presentado a lo largo del tiempo. En cualquier caso, sería posible estudiar cómo afectaría la aparición de una grieta a la resistencia a fatiga del chasis, sus dimensiones, localización, etc.

## **6. Presupuesto**

<b>1.- Autor:</b>
Ana Gómez Pérez
<b>2.- Departamento:</b>
Ingeniería Mecánica
<b>3.- Descripción del Proyecto:</b>
- Título: Análisis a fatiga del chasis de la motocicleta MotoStudent debido a las fuerzas del motor
- Duración: 6 meses
-Costes indirectos: 20%
<b>4.- Presupuesto total del Proyecto:</b>
10.680,00 €

5.- Desglose presupuestario					
PERSONAL					
Apellidos y nombre	Tarea	Categoría	Dedicación (h)	Coste (€/h)	Coste (€)
Ana Gómez Pérez	Modelado y simulación	Ingeniero Técnico	130	30,00	3.900,00
	Memoria		90	30,00	2.700,00
Total					6.600,00
EQUIPOS					
Descripción	Coste (€)	% Uso dedicado proyecto	Dedicación (meses)	Periodo depreciación	Coste imputable
Ordenador personal AMD Dual Core 5.000+	600,00	100	6	12	300,00
Licencia Software	6.000,00	80	5	12	2.000,00
Total					2.300,00

<b>6.-Resumen de costes (€)</b>	
Personal	6.600,00
Amortización	2.300,00
Subcontratación de tareas	0
Costes de funcionamiento	0
Costes Indirectos	1.780,00
<b>Total</b>	<b>10.680,00</b>

El presupuesto total de este proyecto asciende a la cantidad de trece mil doscientos euros.

Leganés, a 17 de Julio de 2011

El ingeniero proyectista

Fdo. Ana Gómez Pérez

## **7. Referencias**



- [1] M. Muñoz y F. Payri: '*Motores de combustión interna alternativos*' (Ed. Sección de publicaciones de la E.T.S.I.I. Fundación General-UPM) Tercera edición, 1989).
- [2] <http://www.motosonline.net/manuales.asp>, Accedido en marzo de 2011.
- [3] <http://www.green-planet-solar-energy.com/2-stroke-exhaust.html>, Accedido en abril de 2011.
- [4] [http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-de-maquinas/ingenieria-mecanica/disenio-de-maquinas/material-de-estudio/lubricacion\\_apuntes\\_transp.pdf/view](http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/disenio-de-maquinas/ingenieria-mecanica/disenio-de-maquinas/material-de-estudio/lubricacion_apuntes_transp.pdf/view)
- [5] Joseph E. y Charles R.: '*Diseño en ingeniería mecánica*' (Ed. Mc Graw Hill, sexta edición, 2002).
- [6] John B. Heywood: '*Internal combustion engine fundamentals*' (Ed. 'MacGraw Hill Series in Mechanical Engineering' 1988), p.50.
- [8] Jason B., A. John R. y Stan T.: '*Motor vehicle Structures: Concepts and Fundamentals*' (Ed. Butterworth-Heinemann, 2002, primera edición), p.27.
- [10] <http://www.monografias.com/trabajos82/problematika-arboles-molinos-cana-agrietados/problematika-arboles-molinos-cana-agrietados2.shtml>, Accedido en junio de 2011.
- [11] Robert L.: '*Diseño de máquinas*' (Ed. Prentice Hall, 1999, primera edición), pp. 1006-1012.
- [12] William H. y Donald L.: '*Mecánica de la motocicleta*' (Ed. 'Marcombo, S.A.' 1992).
- [13] William H.: '*Motores de automóvil*' (Ed. 'Publicaciones 'Marcombo S.A.' Primera Edición, 1981).
- [14] Robert L.: '*Diseño de elementos de máquinas*' (Ed. 'Prentice Hall, inc' Cuarta Edición, 2006).
- [15] Russian Engineering Research: '*Friction Role in Piston Secondary Motion*', Vestnik Mashinostroeniya, Vol. 27, pp. 49-51 (2007).
- [16] Massimo M., Andrea T y Marco A.: '*Experimental análisis of a motorbike high speed racing engine*', Applied Energy, Elsevier, 2009.
- [17] Alessandro F. y Ermanno G.: '*A vibration absorber for motorcycle handles*', Springer Science+Business Media, 2009.
- [18] Costlow, T.: '*Simulación. Los ingenieros utilizan la modelización para aumentar la eficiencia*', Automotive Engineering, N° 36, pp.14-16 (2010).



# **Anexo 1**



**SIN TACHA.** Nuestra protagonista sería la reina en cualquier fiesta endurera. La típica estrella que llama la atención allá donde va por su buena presencia y su saber estar. Motor y chasis son lo mejor de esta moto a la que pocas pegas se le pueden poner. Una opción de primer nivel.



## LO NUEVO

funcionaban bien pero sus acabados y fiabilidad tenían sus puntos mejorables. Ahora, las motos de Gerona están al máximo nivel prestacional, funcional y de calidad. Las monturas 2T EC siguen mejorando bajo el mímico de Bony Geebelen quien no para de darle una vuelta más de tuerca para afianzar su «bebé». Y en esta edición no son muchas las cosas nuevas pero sí de influencia directa en el comportamiento.

### MOTOR

- Cárter motor rediseñado que mejora la entrada de gases en la cámara de cigüeñal.
- Cigüeñal modificado.
- Biela 5 mm más larga.
- Culata diferente.
- Tirador del mando del aire instalado junto a la bomba de embrague, con mecanismo por cable.

### PARTE CICLO

- Chasis modificado, con nuevos componentes en microfusión de acero.
- Horquilla Sachs con barras de 45 mm.
- Amortiguador Sachs con eje de 18 mm. Reglajes diferentes.
- Guíacadena de nuevo diseño acorde a la norma FIM.
- Bomba de freno y pinza trasera Nissin más ligeros y potentes.

- Discos de freno con mayor mordiente -más potencia de frenado-.
- Instalación eléctrica de luces separada de la de los intermitentes. Caja de intermitencia de menor tamaño.
- Estribos modificados para que se plieguen mejor.
- Papillones de freno de los neumáticos nuevos.
- Protectores de horquilla más envolventes.

## FICHA TÉCNICA

5.949 euros

### MOTOR

Tipo:	Dos tiempos.
Número de cilindros:	Uno.
Refrigeración:	Líquida.
Diámetro por carrera:	54 x 54,5 mm.
Cilindrada total:	124 cc.
Carburación:	Keihin PWK de 38 mm.
Encendido:	Electrónico CDI.
Arranque:	A palanca.
Embrague:	Multidisco en baño de aceite. Accionamiento hidráulico.
Cambio:	Seis velocidades.
Trans. primaria:	Por engranajes.
Trans. secundaria:	Por cadena.

### CHASIS

Bastidor:	Simple cuna desdoblado en acero.
-----------	----------------------------------

### SUSPENSIONES

Delantera:	Horquilla invertida Sachs con barras de 45 mm.
Recorrido:	295 mm.
Trasera:	Monoamortiguador Sachs.
Recorrido:	310 mm.

### FRENOS

Delantero:	Un disco de 260 mm de diámetro. Bomba y pinza Nissin de dos pistones.
Trasero:	Un disco de 220 mm de diámetro. Bomba y pinza Nissin de un pistón.

### RUEDAS

Llantas:	Takasago Excel, de aluminio.
Neumáticos:	Michelin. Del.: 90/90-21. Tras.: 140/80-18.

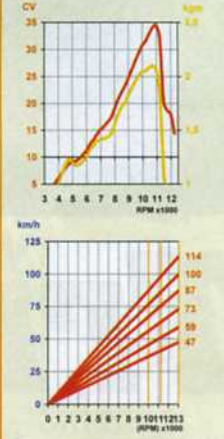
### MEDIDAS Y PESO

Distancia entre ejes:	1.450 mm.
Altura del asiento:	960 mm.
Distancia al suelo:	355 mm.
Depósito combus.:	9,5 l.
	<b>Vacía</b> <b>Llena</b>
Peso declarado:	94 kg. N.D.
Peso verificado:	98,8 kg. 105,4 kg.

### POTENCIA Y DESARROLLOS

Pot. al embrague:	34,4 CV a 11.000 rpm.
Par al embrague:	2,1 mkg a 10.500 rpm.
Potencia específica:	277,4 CV/l.

Como viene ocurriendo las últimas temporadas la EC 125 no acaba de rendir a fondo en el banco. A pesar de sus contenidas cifras, lejos de las mejores de la clase, si pinta la española una curva muy saludable e interesante. Un buen gráfico para un motor de 125 en el que la estrada, importante en esta categoría, también sobresale así como el sobrerégimen. Los desarrollos son cortos, óptimos para aprovechar a una 125, aunque vendría bien unas marchas finales algo más largas.



### VALORACIÓN

	mal	sufic.	bien	m bien	excel.
Motor					
Cambio					
Embrague					
Arranque					
Susp. delantera					
Susp. trasera					
Freno delantero					
Freno trasero					
Estabilidad					
Manejabilidad					
Pos. de conducción					
Acabados					
Accesibilidad mecán.					



### BANCO DE PRUEBAS

DATA: 30-jun-09 N° MOTOR: EC 125 08 FICHA N°: EC12508Ms

Serie de motores montados para Motorstuden 06/09


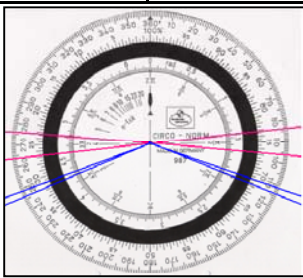
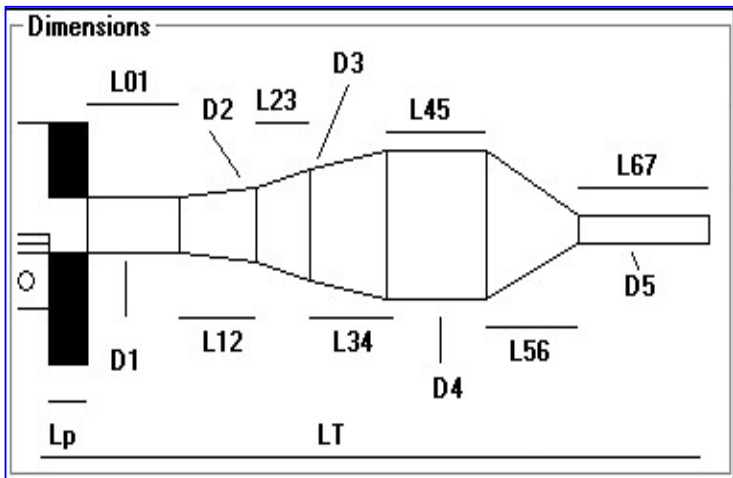
COMPRESIÓN:	7,5 bar	ANCHO CORONA	SQUIHS	ANGULO	INTERF.
En frío, sin acelerador, desde pedal.		6,7 mm.	1,9 mm.	0 °	2,8 mm.

CULATA: Modelo 2008

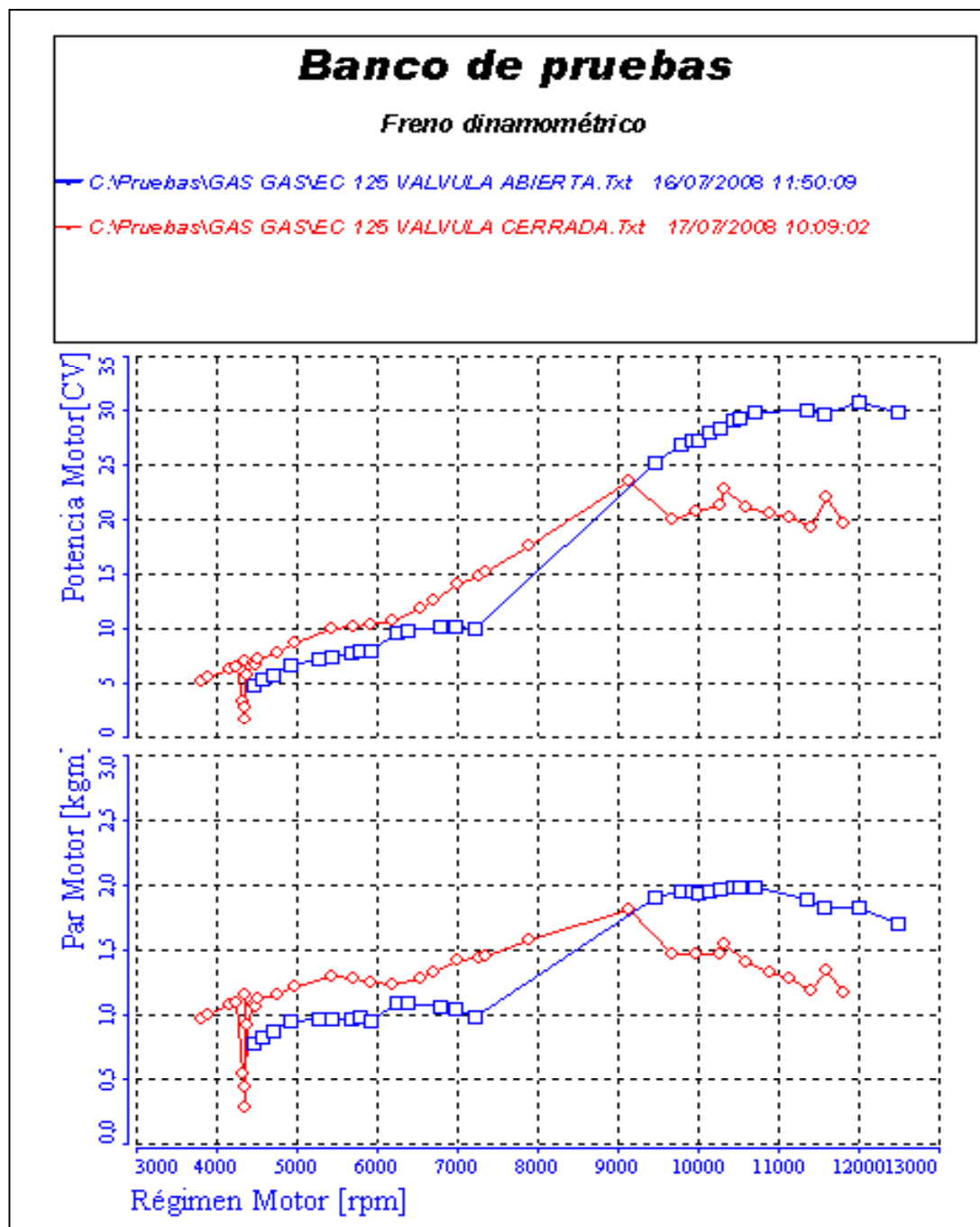
DIÁMETRO:	53,95 mm.	CARRERA:	54,5 mm.	CILINDRADA:	124,58 cc.	L.BIELA:	105 mm.
PISTÓN:	Vertex plano	ARO:	1mm.	2,25 mm.	CENTRIFUGO INICIA		
CONJUNTO:	155 gr.	PRECARGA:			rpm:		
PESO:	121 gr.	5 mm. 7,35Kg			hz.:		
SUP.PLANA:	2284,82 mm2.	10 mm. 14,7Kg			TOTALMENTE ABIERTO		
CONICIDAD:	0,02 mm.	COEFICIENTE K:			rpm:		
ANGULO:	0°	1,47 kg/mm.			hz.:		
ALT.VISEL:	20,5 mm.	LARGO MÁXIMO-MÍNIMO:			Ø ESPIRAS	ESPIRAS	
INTERFERENCIA:	0,05 mm. +/- 0,01	17,2 mm.-10 mm.			2,7	3,5	

CARRERA COMPRESIÓN	VOLUMEN INICIAL R.C	VOLUMEN FINAL R.C	RELACIÓN COMPRESIÓN
27,95 mm.	76,29 cc.	12,4 cc.	6,15 A-1
33,65 mm.	89,32 cc.	12,4 cc.	7,2 A-1

LUMBRERAS	M.D. Grados	PERMANEN. Grados	D.P.M.S. m.m.	ALTURA m.m.	ANCHO m.m.	PORCENTAJE DEL DIÁMETRO	ANGULO DEL CILINDRO
ESCAPE MÁX.	84	192	27,95	26,61	26 + 26	%	°
ESCAPE MIN	95 - 97	168	33,65	20,85	26 + 26	48,19	58,44
	R - L					---	---
BÚSTER:	---	---	---	---	---	---	---
LATERAL 1°:	112 -111	137	40,34	14,16	19,8	---	---
LATERAL 2°:	111	138	40,14	14,36	19	---	---
TERCERA:	---	---	---	---	---	---	---
SÉPTIMA:	113 -114	136	41,12	13,38	10 + 10	---	---

ESCAPE MÁX	T.S.L.					T.S.L.	T.S.L.				
BLOWDOWN:	seg/m.m2/c.c.	38,82	19,41	12,94	9,7	14,7	15,5				
27°	R.P.M.	3000	6000	9000	12000	7900 rpm	7500 rpm				
ESCAPE MIN	T.S.L.					T.S.L.	T.S.L.				
BLOWDOWN:	seg/m.m2/c.c.	26,78	13,39	8,93	6,69	14,7	15,5				
16°	R.P.M.	3000	6000	9000	12000	5450 rpm	5200 rpm				
RELACIÓN											
SUP.AREA											
A-1											
CAJA DE LAMINAS:		VFORCE3									
ESPESOR: 0,47 mm.		V302 AG602 A									
CARBURADOR: KEIHIN PWK AS3 O W I 2 Ø 38 mm.											
	COMPUERTA	AGUJA	PRINCIPAL		BAJA		PUNZÓN				
SERIE:	8	NO71	180		45		38				
MODIFICACIÓN		CHN	100 - 172 - 178 - 182		35 - 48 - 52						
ENCENDIDO: KOKUSAN FP 8050					BOBINA: KOKUSAN IG 3834 0808006						
M. INERCIA	P. ROTOR:	AVANCE INICIAL A.P.M.S.		BUJÍA:		PIPA: 4.950 Ω					
14,3	0,89	0 m.m. 0°		DENSO W24ESR-U 4033		PRIMARIO: 4 Ω					
Kg. · Cm 2	Kg.	DURACIÓN DIENTE: 24° - 4 mm. DPMS				SECUNDARIO: 6.170 Ω					
CIGÜEÑAL:	MUÑÓN - BULON		MONTADO:	DIÁMETRO:	BIELA:	DIÁMETROS:	PESO:				
1107 Kg.	22 mm	15 mm.	2452Kg.	94 mm.	105 mm.	30 - 20	151 gr.				
1041 Kg.	126 gr.	32 gr.	J. BASE:	0,80 mm.		CENTRO:	0,3 mm.				
ALT.BASE: 69,5 mm.		ENCUADRADO:			ALINEACIÓN:						
VOLUMEN CARTER:		R.C.P.:		RETENES:		RODAMIENTOS:					
389 cc.		1,32 A-1		TCJ 20 35 6 / 6,5		66/22/HN3C405MVR311					
				TB2J 32 40 6,6		66/22/HN3C405MVR311					
ESCAPE:						MATERIAL :					
LP	70,8 mm	D1	43 mm								
L01	147 mm	D4 114,6 mm									
L12	343 mm										
L23											
L34	D5 Int. 22,5 mm										
L45	65 mm	D5 Ext. 25,5 mm									
L56	220 mm	LT		996 mm.							
L67	150 mm										
											

Primaria	19	63	Relación	3,31579			
1ª	13	30	" "	2,30769	7,65182	0,13069	
2ª	15	28	" "	1,86667	6,18947	0,16156	
3ª	17	26	" "	1,52941	5,07121	0,19719	
4ª	21	27	" "	1,28571	4,26316	0,23457	
5ª	23	26	" "	1,13043	3,74828	0,26679	
6ª	24	24	" "	1	3,31579	0,30159	

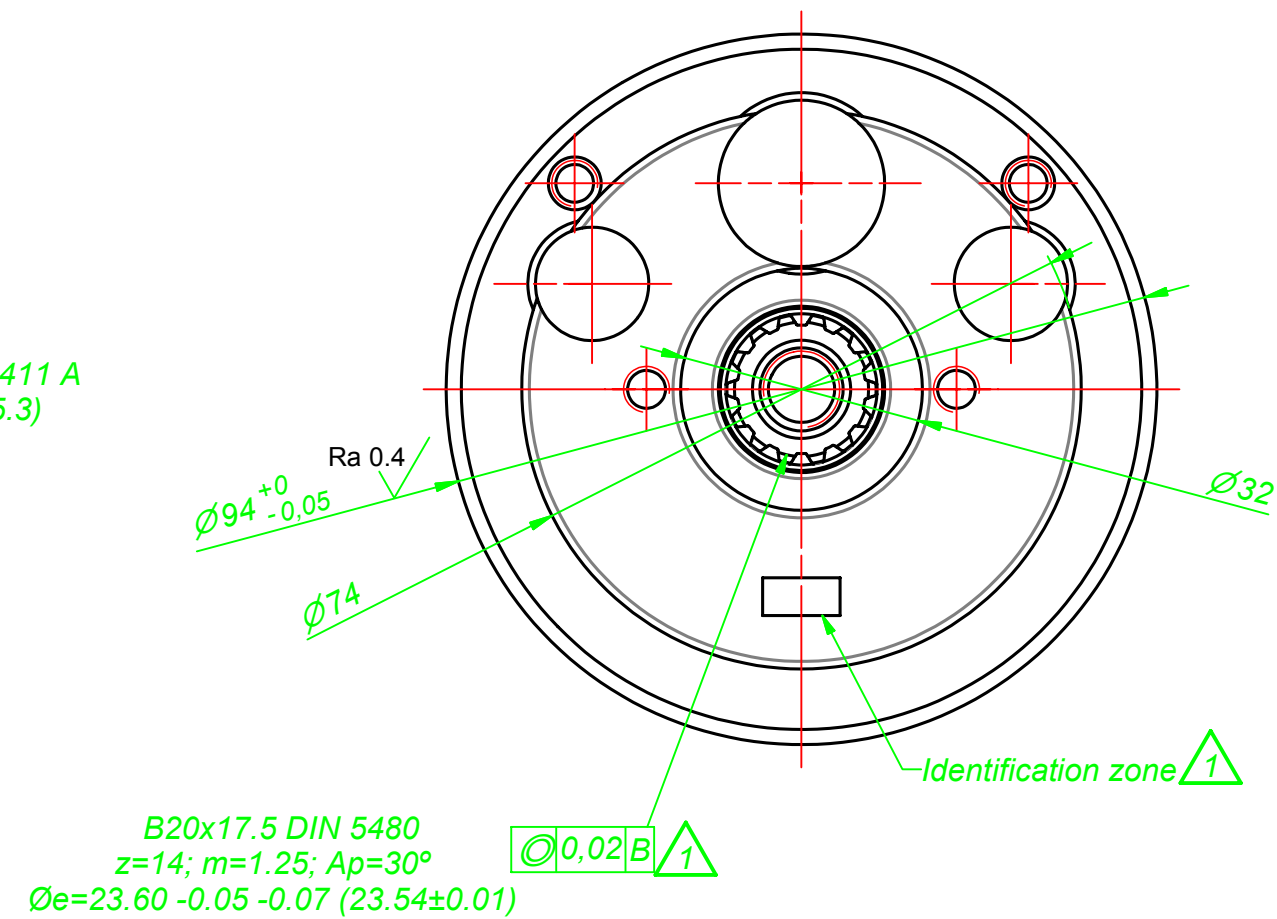




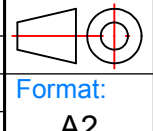

Velocidad de pistón: 7500 rpm = 13,6 m/s - 10500 rpm = 19 m/s - 12000 rpm = 21,8 m/s

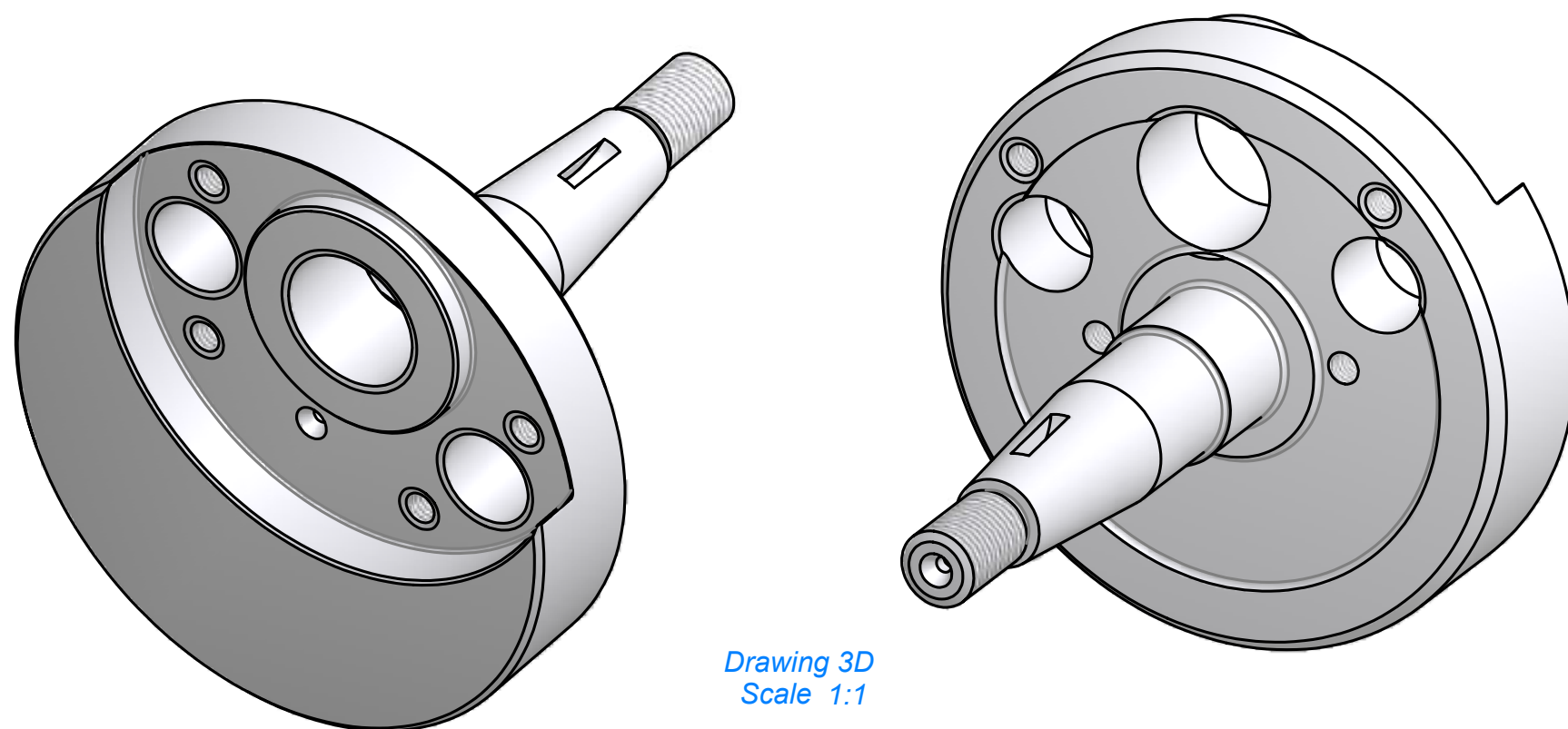
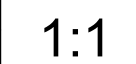
DATA:	30-jun-09	Nº MOTOR:	EC 125 08	FICHA Nº:	EC12508Ms
-------	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------




## **Anexo 2**

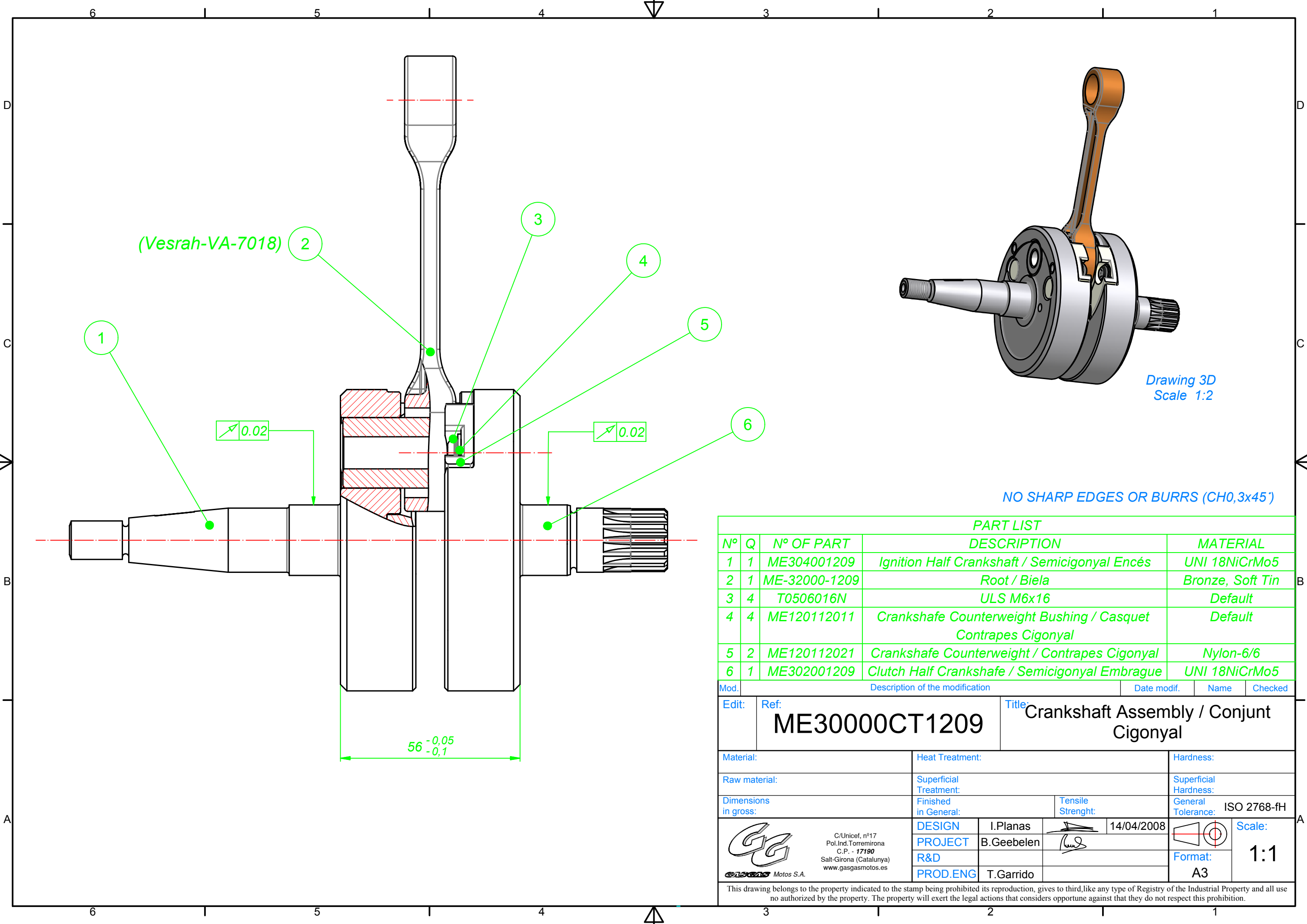




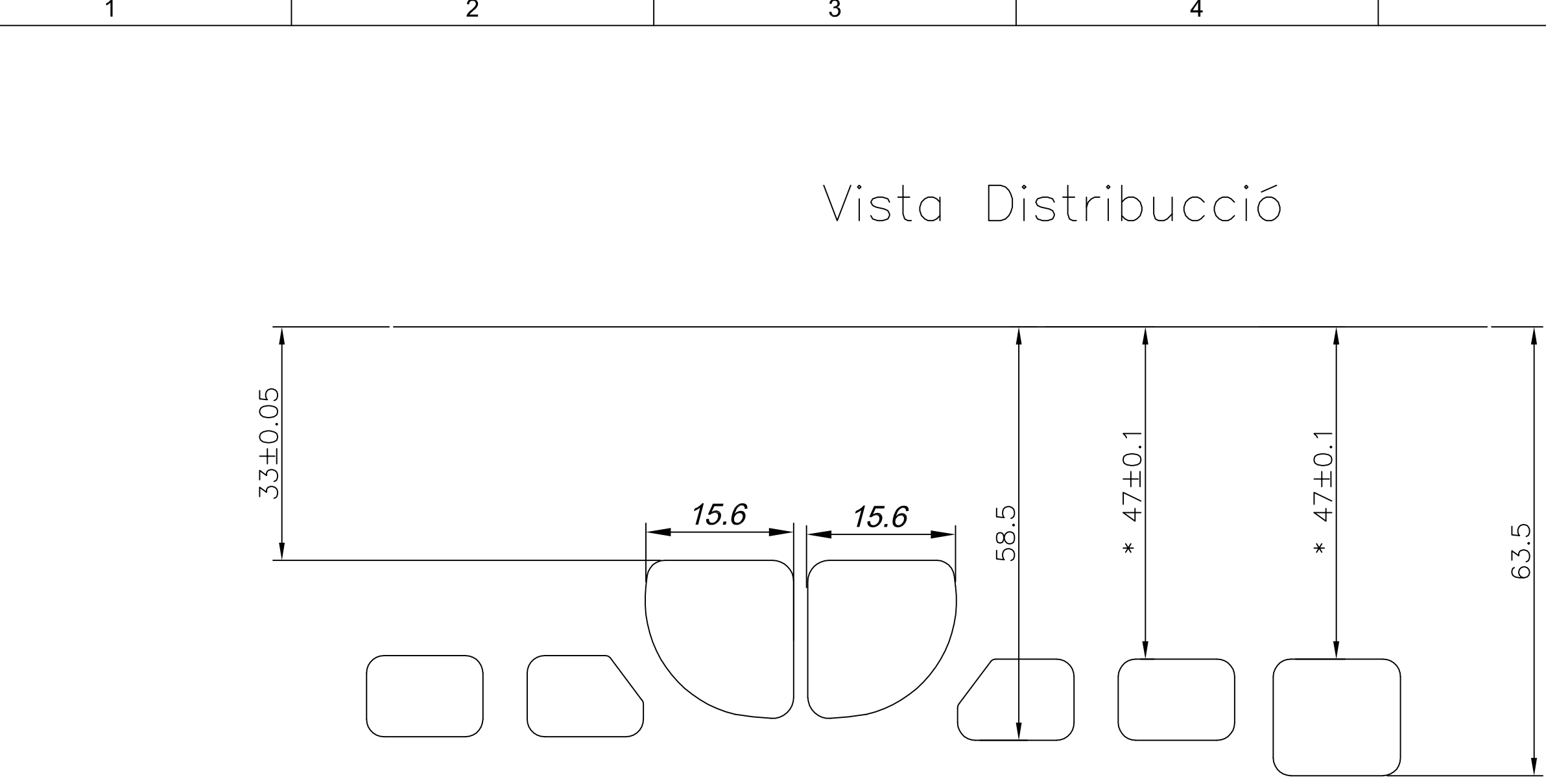
NO SHARP EDGES OR BURRS (CH0,3x45)									
1	Add the new dimensions and identification zone			23/10/2008	F.Penya	T.Garrido			
Mod.	Description of the modification			Date modif.	Name	Checked			
Edit:	Ref:	ME302001209		Title:	Clutch Half Crankshafe / Semicigonyal Embrague				
1									
Material:		UNI 18NiCrMo5		Heat Treatment:		Tempered, Stress Relief and Cemented (0.9/1)	Hardness:	57 /58 HRC	
Raw material:		Steel		Superficial Treatment:			Superficial Hardness:		
Dimensions in gross:		Finished in General:		Ra 0.8	Tensile Strenght:		General Tolerance:	ISO 2768-fH	
 <div>C/Unicel, nº17 Pol.Ind. Torremirona C.P. - 17190 Salt-Girona (Catalunya) www.gasgasmotos.es</div>		DESIGN		I.Planas		09/04/2008		Scale:	
		PROJET		B.Geebelen					1:1
		R&D							
		PROD.ENG		T.Garrido					
Format: A2									
This drawing belongs to the property indicated to the stamp being prohibited its reproduction, gives to third,like any type of Registry of the Industrial Property and all use not authorized by the property. The property will exert the legal actions that considers oportune against that they do not respect this prohibition.									



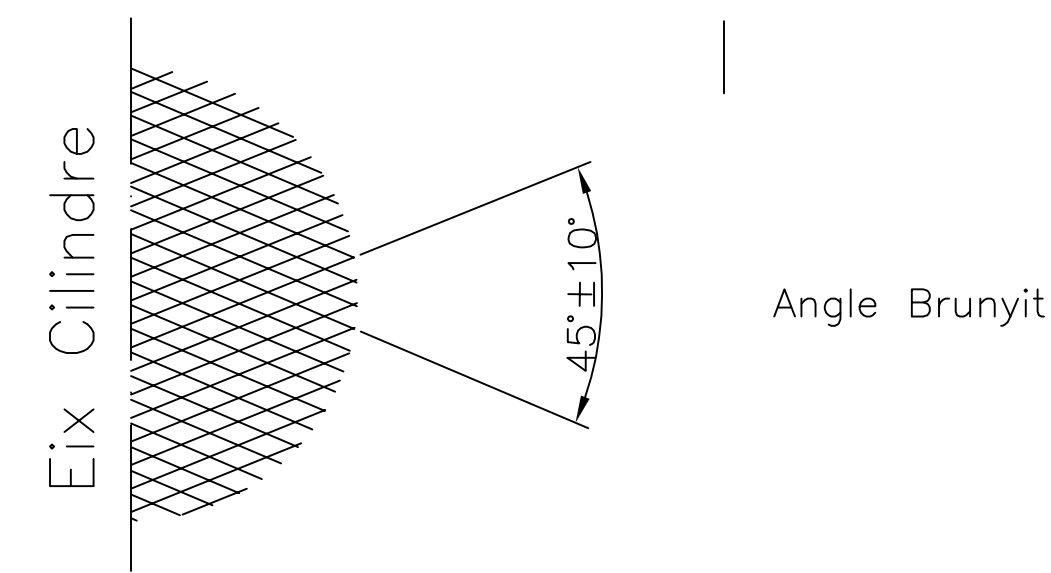
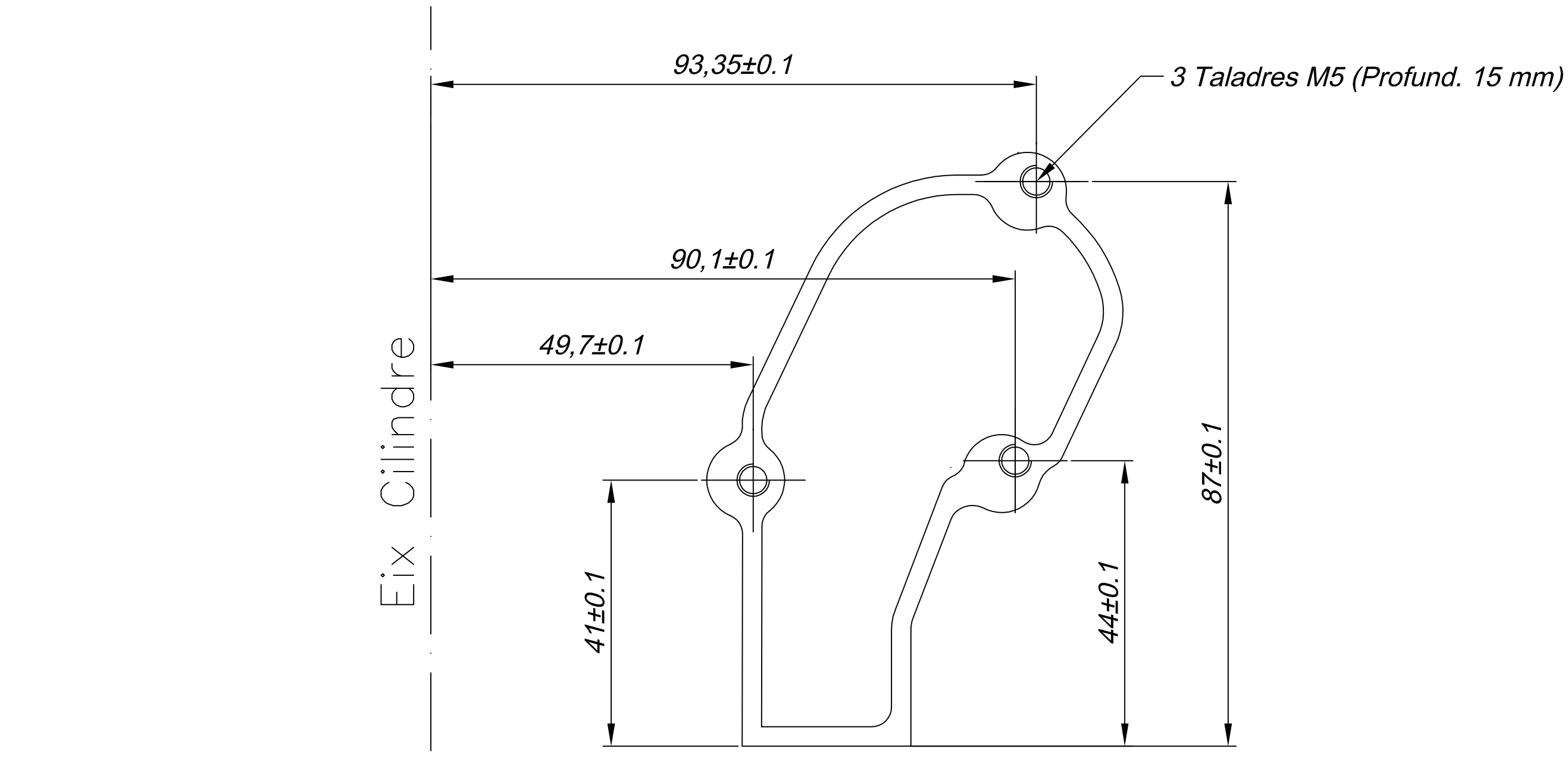
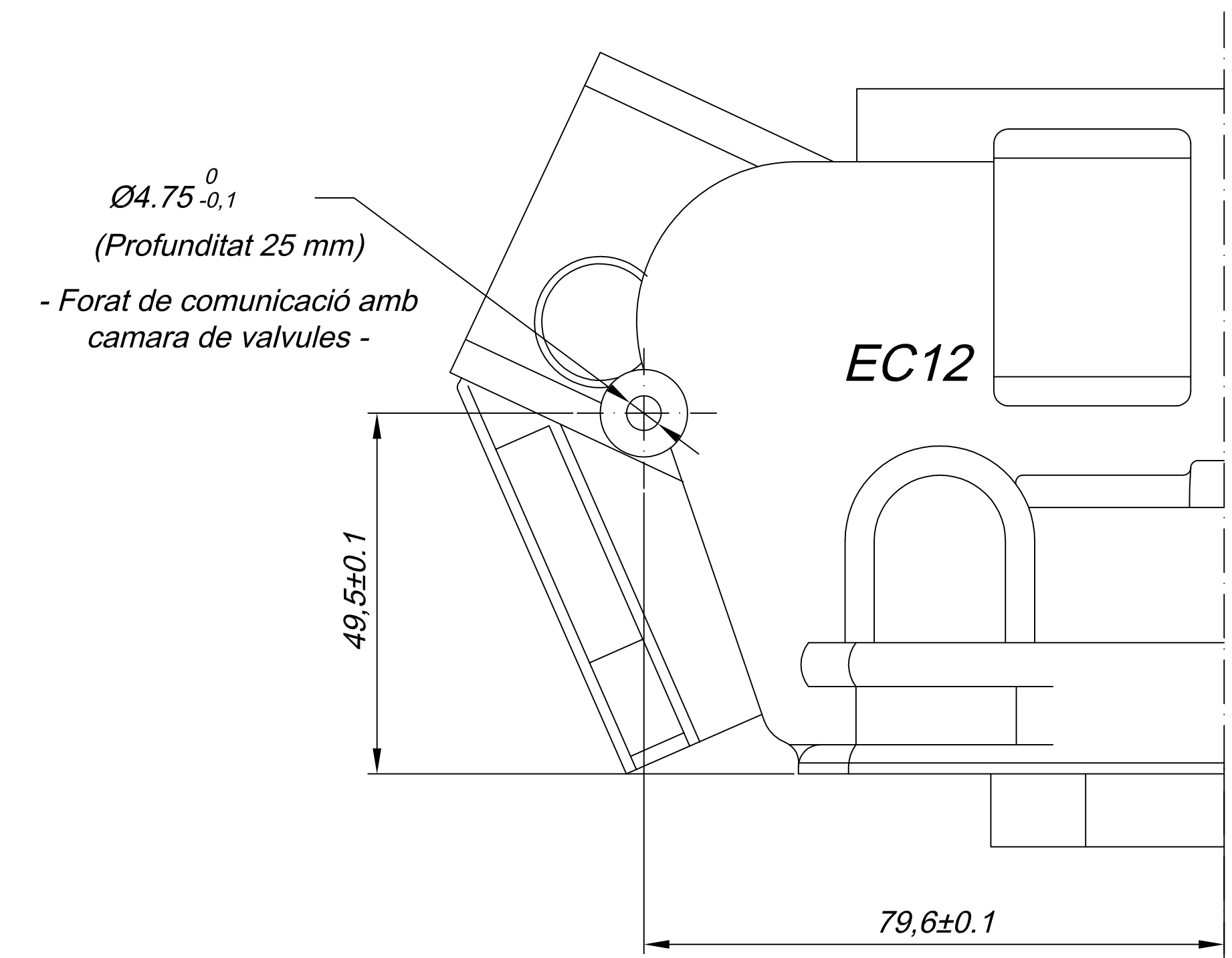
NO SHARP EDGES OR BURRS (CH0,3x45)									
1	The tolerance have been changed ( before +0;+0,013)					11/11/2008	F.Penya	Qualitat	
Mod.	Description of the modification					Date modif.	Name	Checked	
Edit:	Ref: ME304001209				Title: Ignition Half Crankshaft / Semicigonyal Encés				
1									
Material: UNI 18NiCrMo5		Heat Treatment: Tempered, Stress Relief and Cemented (0.9/1)			Hardness: 57 / 58 HRC				
Raw material: Steel		Superficial Treatment:			Superficial Hardness:				
Dimensions in gross:		Finished in General: Ra 0.8			Tensile Strenght:		General Tolerance: ISO 2768-fH		
 C/Unicof, nº17 Pol.Ind.Torremirona C.P. - 17190 Salt-Girona (Catalunya) www.gasgasmotos.es		DESIGN		I.Planas	 08/04/2008			Scale:	
		PROJECT		B.Geebelen				1:1	
		R&D							
		PROD.ENG		T.Garrido					
This drawing belongs to the property indicated to the stamp being prohibited its reproduction, gives to third,like any type of Registry of the Industrial Property and all use no authorized by the property. The property will exert the legal actions that considers oportune against that they do not respect this prohibition.									







\* - Marcar Alçada CNC  
- Acabar Manualment

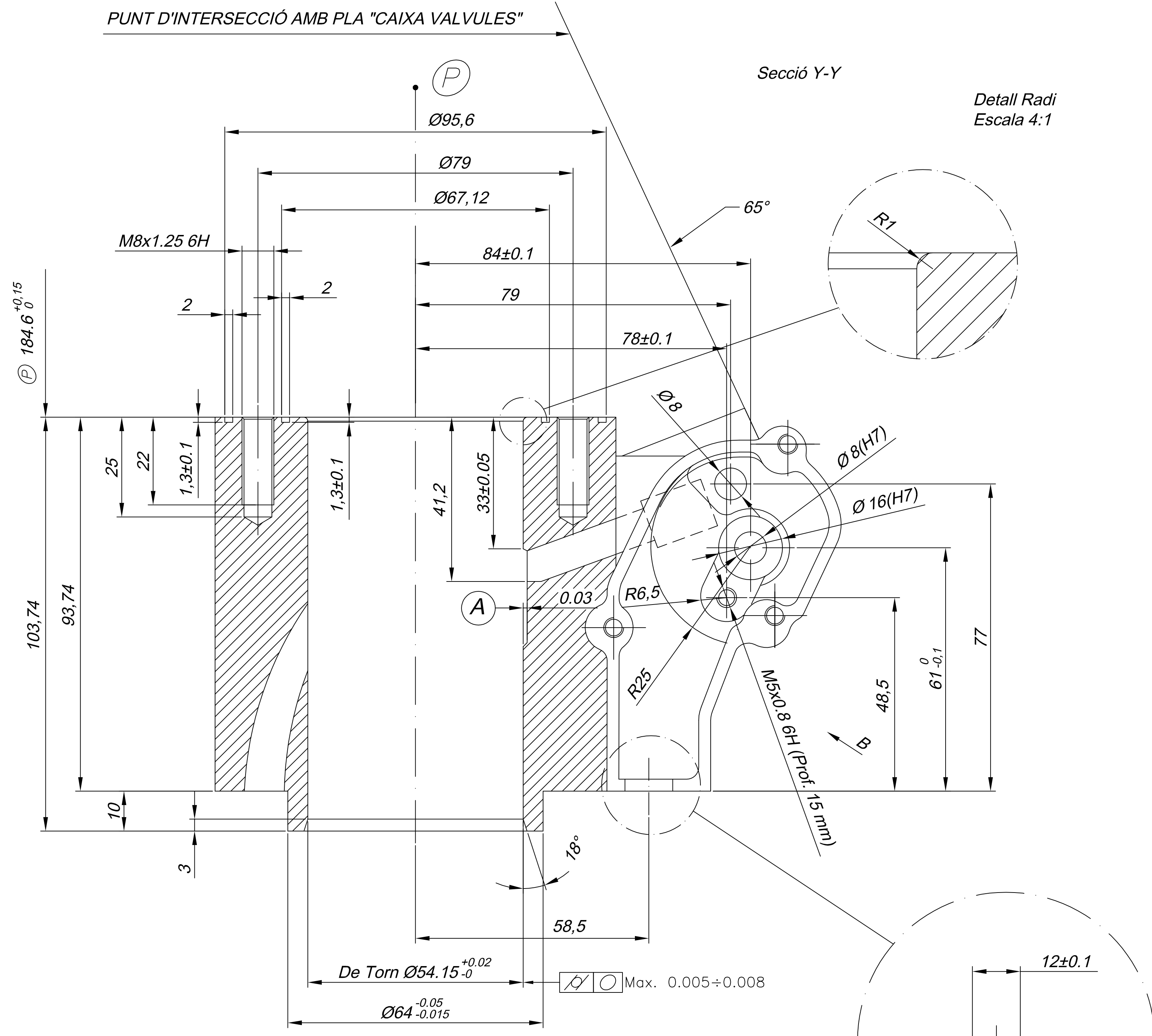


NIKASIL

Bruñido en meseta  
en dos fases  
de trabajo.  
Bruñido previo Rz 7..9 µm  
Piedra Gruesa  
Acabar con piedra fina  
( Aprox. 4µm. de arranque de material )

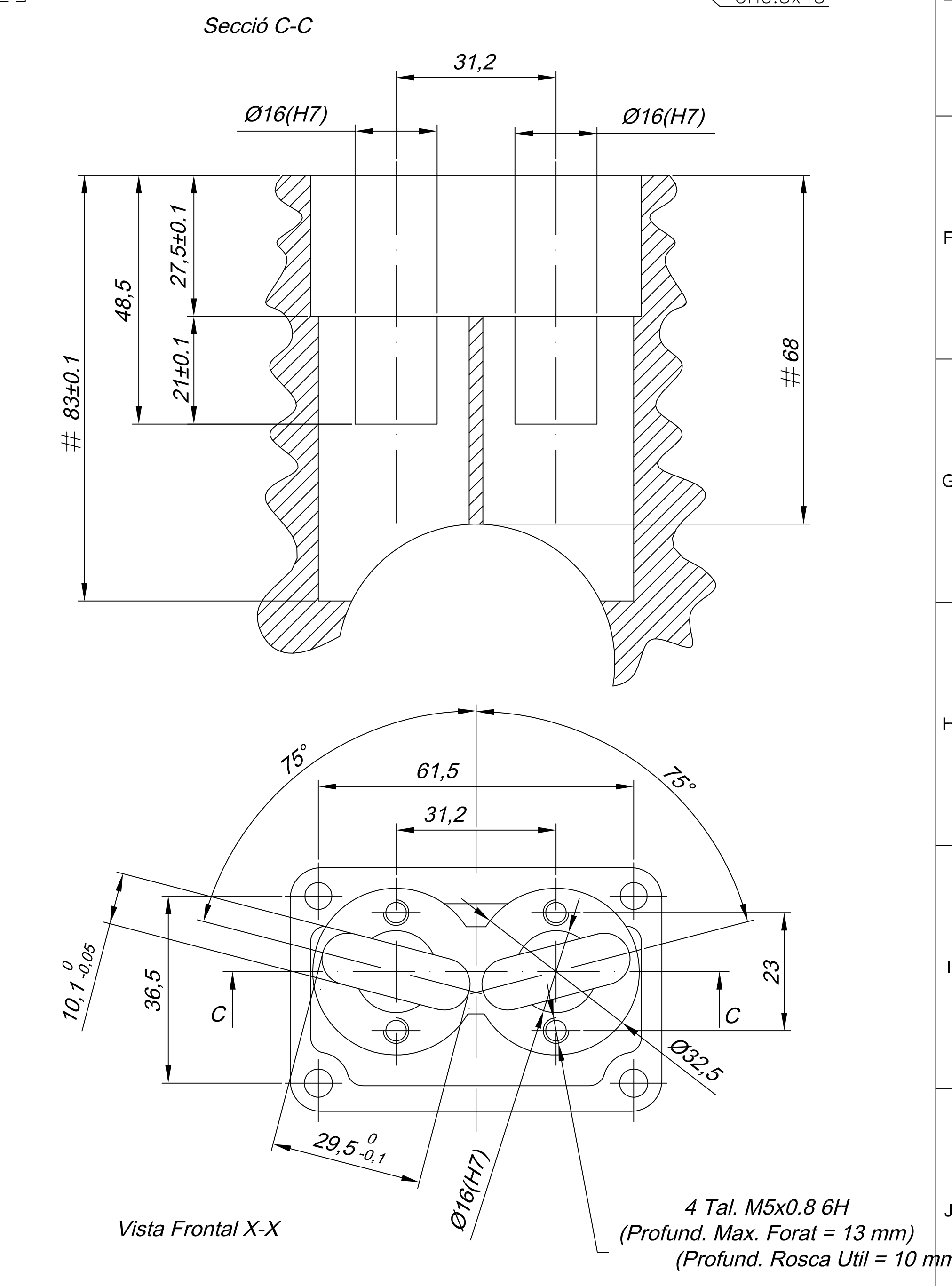
Taula Acoplament Pistó-Cilindre Enduro 125 2001

	CILINDRE	PISTÓ
A	54.000 <sup>+0.01</sup> <sub>+0</sub>	53.950
B	54.010 <sup>+0.01</sup> <sub>+0</sub>	53.960
C	54.020 <sup>+0.01</sup> <sub>+0</sub>	53.970
D	54.030 <sup>+0.01</sup> <sub>+0</sub>	53.980



A EL NERVI CENTRAL DEL TRANSFER  
HA D ESTAR REBAIXAT -0.03mm.  
SOBRE EL Ø DEL CILINDRE PER  
ABSORBIR LA DIFERENCIA DE DILATACIÓ

# MESURES REFERENCIADAS  
AL PUNT (P)



MATAR TOTES LES ARESTES VIVES CH 0.3 x45°							
3	Modificació de cotes als Cilindres A,B,C,D			29.4.2002	J.Manyer	T.Garrido	
2	Actualització de Cotes de Mecanització i vistes representatius			22.3.2002	Jordi	T.Garrido	
1	Actualització de Cotes a Transfers i Valvules			19.3.2002	Jordi	T.Garrido	
Modif.	Descripció de la modificació			Data modif.	Nom	Aprobat	
Material:		L-2551 UNE	Tract. termic:		T6	Duresa:	HB 115-120
Materia Prima:			Tract. superficial:		Granellat i Pintat	Duresa superf.:	
Dimensions brut:			Rugositat en General:		Ra1,6	Res.Tracció:	
						Tolerancia general:	
						ISO 2768-M	
	Nom	Data	Es propietat de: <b>GAS GAS</b>				
Disseny	T.Garrido	15.02.2001					
Dibuixat	J.Manyer	12.03.2001					
Aprobat							
Escala:		Denominació:	Ref:		ME 12 01	16022	
1:1		Cilindre Enduro 125cc. (Mecanització)					

Aquest plànol pertany a la propietat indicada al calce i quedant prohibida la seva reproducció, entrega a tercers, així com qualsevol tipus de Registre de la Propietat Industrial, Patents, Drets de

Aquest planol pertany a la propietat indicada al calvari i quedant prohibida la seva reproducció, entrega a tercers, així com qualsevol tipus de Registre de la Propietat Industrial i tota utilització no autoritzada per la propietat. La propietat exercirà les accions legals que consideri oportunes contra els que no respectin aquesta prohibició.